



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

# **ANALISIS KENYAMANAN SERTA REDESAIN PEGAS SUSPENSI MOBIL TOYOTA FORTUNER 4.0 V6 SR (AT 4X4)**

**PUJA PRIYAMBADA**  
NRP 2112 100 093

Dosen Pembimbing  
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Eng, Ph.D

Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2016



**FINAL PROJECT - TM 141585**

# **COMFORT ANALYSIS AND REDESIGN THE COIL SUSPENSION OF TOYOTA FORTUNER 4.0 V6 SR (AT 4X4)**

**PUJA PRIYAMBADA  
NRP 2112 100 093**

**Adviser  
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Eng, Ph.D**

**Mechanical Engineering Departement  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2016**

## LEMBAR PENGESAHAN

### ANALISIS KENYAMANAN SERTA REDESAIN PEGAS SUSPENSI MOBIL TOYOTA FORTUNER 4.0 V6 SR (AT 4X4)

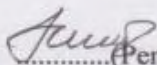



#### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**PUJA PRIYAMBADA**  
NRP. 2112 100 093

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc. Ph.D  
(NIP. 195106051978031002)  (Pembimbing)
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT  
(NIP. 197004121997032003)  (Penguji I)
3. Alief Wikarta, ST, MSc. Eng, Ph.D.  
(NIP. 198202102006041002)  (Penguji II)
4. Moch. Solichin, ST, MT  
(NIP. 198908172015041003)  (Penguji III)

**SURABAYA**  
**Juli, 2016**

# **ANALISIS KENYAMANAN SERTA REDESAIN PEGAS SUSPensi MOBIL TOYOTA FORTUNER 4.0 V6 SR (AT 4X4)**

<b>Nama</b>	<b>: Puja Priyambada</b>
<b>NRP</b>	<b>: 2112100093</b>
<b>Jurusan</b>	<b>: Teknik Mesin FTI-ITS</b>
<b>Dosen Pembimbing</b>	<b>: Prof.Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D</b>

## **ABSTRAK**

Perkembangan dunia industri dan teknologi terus mengalami kemajuan yang sangat pesat. Mobil merupakan salah satu produk otomotif yang terus dikembangkan karena merupakan alat transportasi yang banyak digunakan masyarakat. Adapun faktor yang mempengaruhi konsumen dalam memilih mobil, yaitu kenyamanan dan keamanan pengendara. Kualitas kenyamanan mobil sangat berpengaruh terhadap daya tahan tubuh pengendara. Mobil dengan kualitas kenyamanan yang rendah akan membuat pengendara lebih mudah lelah. Kelelahan pengendara merupakan salah satu penyebab kecelakaan lalu lintas. Berdasarkan data dari KORLANTAS POLRI, mobil menyumbang 14% dari jumlah keseluruhan kecelakaan lalu lintas. Dalam upaya meningkatkan kualitas kenyamanan kendaraan dilakukan pengembangan dalam sistem suspensi kendaraan.

Pada tugas akhir ini, terdapat dua macam tahapan, yakni tahap pengujian dan tahap analisis. Pada tahap pengujian, dilakukan pengujian suspensi untuk mendapatkan persentase *road holding* yang digunakan untuk menentukan kriteria keamanan kendaraan. Selanjutnya tahap analisis dengan melakukan simulasi untuk mengetahui percepatan rms yang dialami oleh pengemudi dan penumpang mobil Toyota Fortuner serta persentase *road holding* berdasarkan simulasi. Pada tahap analisis tersebut, analisis dilakukan dengan pemodelan *Half Car* memanjang serta

terdapat beberapa parameter yang divariasikan posisi tempat duduk serta jumlah penumpang. Selanjutnya dilakukan perancangan ulang pegas suspensi depan dan belakang yang lebih baik dari segi keamanan dan kenyamanan.

Dari penelitian ini diketahui bahwa desain dari mobil Toyota Fortuner lebih mengutamakan kenyamanan untuk penggunaan di jalan perkotaan daripada jalan pedesaan. Hasil analisis menunjukkan bahwa respon suspensi redesain dengan input profil jalan sinusoidal yang memiliki amplitudo 2 cm dan panjang gelombang 6 m menghasilkan kenyamanan yang lebih baik daripada suspensi aktual ketika dibandingkan berdasarkan standar kenyamanan ISO 2631. Berdasarkan kriteria keamanan *BEISSBARTH* dari hasil pengujian menunjukkan bahwa suspensi mobil Toyota Fortuner termasuk dalam kategori kurang baik sedangkan hasil simulasi untuk suspensi aktual dan redesain termasuk dalam kategori cukup baik. Dari hasil penelitian didapatkan parameter untuk suspensi redesain antara lain kekakuan pegas suspensi depan ( $k_{sf}$ ) = 44631,61 N/m dan kekakuan pegas suspensi belakang ( $k_{sr}$ ) = 53500 N/m.

**Kata Kunci : Suspensi, Kenyamanan, Keamanan, *Half Car*, ISO 2631**

## **COMFORT ANALYSIS AND REDESIGN THE COIL SPRING OF TOYOTA FORTUNER 4.0 V6 SR (AT 4X4)**

**Name** : Puja Priyambada  
**NRP** : 2112100093  
**Departement** : Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Adviser** : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra,  
M.Sc.,Ph.D

### **ABSTRACT**

The development on industrial and technological area, have improved significantly. Car industry become example of significant improvement because the high demand. Safety and comforts is the most important factor that affect the consumer demand on every car. The design on car comforts will effect on passenger strength. Car with bad comforts design will drive passenger to produce energy which make them exhausted in short time. Driver who is exhausted has become one factor that caused a traffic accident. Based on data by Traffic Coordinator of Indonesian Police, car accident caused more than 14% of total occurred accident. A way to improved comforts quality design of vehicle, a study about suspension system is developed.

This final project, have two stage of study, the experiment and data analysis. The experiment will test the road grip percentage that used as a safety factor. The data analysis, will analyzed the simulation that shows the RMS acceleration and road grip percentage that occur on passenger and driver of Toyota Fortuner. To run the simulation, the car modeled as a length side of the half car. Others parameters that variate on this simulation are the seated position and number of passenger. This study solved by redesign of suspension system for the best safety and comforts.

This study shows that the design of Toyota Fortuner, focused on the comforts of usage on city road rather than country road. The result on analysis of suspension redesign model with

sinusoidal profile road of 2 cm amplitude and 6 m wave length show better result of comforts compared with actual suspension, based on ISO 2631 comforts standard. Based on BEISSBARTH safety standard, the redesign suspension showed better result compared with the actual suspension. The study delivered the redesign with front coil stiffness ( $k_{sf}$ ) is 44631,61 N/m and rear coil stiffness ( $k_{sr}$ ) is 53500 N/m parameter gave better safety and comforts.

**Keywords : Suspension, Comforts, Safety, Half Car, ISO 2631**

## DAFTAR ISI

ABSTRAK .....	i
ABSTRACT .....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI .....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL .....	xiii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan Penelitian .....	2
1.4 Batasan Masalah .....	2
1.5 Manfaat Penelitian .....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	4
2.1 Penelitian Terdahulu .....	5
2.2 Sistem Suspensi.....	9
2.2.1 Pengertian Suspensi .....	9
2.2.2 Komponen Sistem Suspensi.....	9
2.2.3 Suspensi Toyota Fortuner .....	13
2.2.3.1 Suspensi Depan Toyota Fortuner .....	13
2.2.3.2 Suspensi Belakang Toyota Fortuner.....	14
2.3 Teori Getaran .....	15
2.3.1 <i>Motion of Base</i> .....	15
2.3.2 Sistem Getaran Tere dam .....	15
2.3.3 Metode <i>State Space</i> .....	16
2.4 Pemodelan Getaran Kendaraan .....	16
2.4.1 Kekakuan dan Redaman Ban .....	17
2.4.2 Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi .....	18
2.5 Titik Berat Kendaraan .....	19
2.6 Pemodelan Profil Jalan.....	20
2.7 Perancangan Pegas Ulir .....	21
2.8 Kenyamanan dan Keamanan Kendaraan .....	23
2.8.1 Keamanan Kendaraan .....	23



2.8.2	Kriteria Keamanan .....	25
2.8.3	Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara .....	25
2.8.4	Kriteria Standar Kenyamanan ISO 2631 .....	26
BAB III	METODOLOGI .....	29
3.1	Flowchart Penelitian .....	29
3.2	Prosedur Penelitian .....	30
3.3	Flowchart Pengujian <i>Road holding</i> .....	30
3.4	Prosedur Pengujian Suspensi .....	32
3.5	Flowchart Simulasi Kenyamanan dan Keamanan Suspensi dengan Pemodelan <i>Half Car</i> .....	32
3.6	Prosedur Analisis Sistem Suspensi .....	33
3.7	Pemodelan Dinamis Mobil Toyota Fortuner .....	34
3.7.1	Pemodelan Dinamis dengan Massa Penumpang Kursi Depan .....	35
3.7.2	Pemodelan Dinamis dengan Massa Penumpang Kursi Depan dan Tengah .....	38
3.7.3	Pemodelan Dinamis dengan Penumpang Kursi Depan, Tengah dan Belakang .....	41
BAB IV	HASIL DAN PEMBAHASAN .....	45
4.1	Data Spesifikasi Mobil Toyota Fortuner .....	45
4.2	Desain Sistem Suspensi .....	46
4.2.1	Perhitungan Kekakuan dan Redaman Ban .....	46
4.2.2	Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi .....	47
4.3	Perhitungan Letak Titik Berat Kendaraan .....	47
4.4	Persamaan <i>State Space</i> .....	47
4.4.1	Persamaan <i>State Space</i> Satu Massa Penumpang .....	47
4.4.2	Persamaan <i>State Space</i> Dua Massa Penumpang .....	48
4.4.3	Persamaan <i>State Space</i> Tiga Massa Penumpang .....	50
4.5	Perbandingan Kenyamanan Berdasarkan Profil Permukaan Jalan .....	51
4.6	Penentuan Konstanta Pegas Suspensi Redesain .....	53
4.6.1	Penentuan Konstanta Pegas Suspensi Depan .....	53

4.6.2	Penentuan Konstanta Pegas Suspensi Belakang .....	54
4.7	Analisis Kenyamanan Sistem Suspensi .....	56
4.7.1	Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Suspensi Aktual dan Redesain .....	56
4.7.2	Perbandingan Respon Perpindahan Suspensi Aktual dan Redesain .....	57
4.7.3	Perbandingan Percepatan RMS Penumpang Berdasarkan Posisi Tempat Duduk .....	58
4.7.4	Perbandingan Percepatan RMS Penumpang Kursi Depan Akibat Perbedaan Beban Kendaraan .....	60
4.8	Analisis Keamanan Sistem Suspensi .....	62
4.8.1	Analisis Keamanan Berdasarkan Gaya Normal Ban .....	62
4.8.2	Perbandingan Persentase <i>Road Holding</i> Antara Pengujian dan Simulasi .....	64
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....		66
5.1	Kesimpulan .....	67
5.2	Saran .....	68
DAFTAR PUSTAKA .....		69
BIODATA PENULIS .....		71
LAMPIRAN .....		72

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Pemodelan Dinamis Kendaraan Truk <sup>[1]</sup> .....	5
Gambar 2. 2 Grafik Perbandingan Percepatan RMS dari Kabin Truk Terhadap Kecepatan saat Amplitudo Jalan 0,15 m <sup>[1]</sup> .....	6
Gambar 2. 3 Pemodelan Dinamis Bus dan Tubuh Pengemudi <sup>[2]</sup> ....	7
Gambar 2. 4 Perbandingan Percepatan rms Bagian Tubuh Manusia terhadap Kecepatan Bus <sup>[2]</sup> .....	8
Gambar 2. 5 Pegas Ulir <sup>[6]</sup> .....	10
Gambar 2. 6 Pegas Daun <sup>[6]</sup> .....	11
Gambar 2. 7 Pegas Puntir <sup>[6]</sup> .....	11
Gambar 2. 8 <i>Shock Absorber</i> <sup>[7]</sup> .....	12
Gambar 2. 9 Suspensi Independen Jenis <i>Double Wishbone</i> <sup>[9]</sup> .....	13
Gambar 2. 10 Suspensi Depan Fortuner .....	13
Gambar 2. 11 Suspensi Independen Jenis <i>Multilink</i> [8] .....	14
Gambar 2. 12 Suspensi Belakang Fortuner .....	14
Gambar 2. 13 <i>Motion of Base</i> <sup>[8]</sup> .....	15
Gambar 2. 14 Model Profil Jalan Sinusoidal <sup>[3]</sup> .....	20
Gambar 2. 15 <i>Free Length</i> dan <i>Solid Length</i> Pegas Ulir <sup>[6]</sup> .....	21
Gambar 2. 16 <i>Free Body Diagram</i> Model <i>Half-Car</i> Kondisi Statis .....	24
Gambar 2. 17 Ketahanan badan manusia terhadap percepatan linier yang dapat diterima <sup>[1]</sup> .....	26
Gambar 2. 18 Grafik Ketahanan Tubuh Manusia Terhadap Frekuensi dan Percepatan ke Arah Vertikal ISO 2631 <sup>[5]</sup> .....	27
 Gambar 3. 1 Model Dinamis Kendaraan dengan Satu Massa Penumpang .....	 35
Gambar 3. 2 <i>Free Body Diagram</i> dari Pemodelan Dinamis Kendaraan dengan Satu Massa Penumpang .....	36
Gambar 3. 3 Model Dinamis Kendaraan dengan Dua Massa Penumpang .....	38

Gambar 3. 4 <i>Free Body Diagram</i> dari Pemodelan Dinamis Kendaraan dengan Dua Massa Penumpang .....	39
Gambar 3. 5 Model Dinamis Kendaraan dengan Tiga Massa Penumpang .....	41
Gambar 3. 6 <i>Free Body Diagram</i> dari Pemodelan Dinamis Kendaraan dengan Tiga Massa Penumpang .....	42
Gambar 4. 1 Grafik Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Pada Profil Jalan Pedesaan dan Perkotaan.....	52
Gambar 4. 2 Grafik Percepatan RMS Pengemudi Terhadap Frekuensi dengan Variasi Rasio Redaman Suspensi Depan .....	53
Gambar 4. 3 Grafik Percepatan RMS Pengemudi Terhadap Frekuensi dengan Variasi Rasio Redaman Suspensi Belakang .....	55
Gambar 4. 4 Grafik Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Suspensi Aktual dan Redesain Terhadap Standar Kenyamanan ISO 2631 .....	56
Gambar 4. 5 Grafik Perbandingan Respon Perpindahan Suspensi Aktual dan Redesain .....	57
Gambar 4. 6 Grafik Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Berdasarkan Posisi Tempat Duduk Penumpang .....	59
Gambar 4. 7 Grafik Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Berdasarkan Variasi Beban Kendaraan .....	61
Gambar 4. 8 Grafik Gaya Normal Ban Depan dan Belakang Terhadap Waktu Pada Suspensi Aktual dan Redesain .....	63

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1Keterangan Komponen Kendaraan dan Pengemudi.....	7
Tabel 2. 2 Data Redaman Ban Hasil Percobaan <i>Philips</i> .....	17
Tabel 2. 3 Data Parameter Kekakuan dan Redaman dari Tujuh Macam Bantalan Kursi .....	18
Tabel 2. 4 Kriteria Keamanan Kendaraan menurut <i>BEISSBARTH</i> <i>Automotive Group</i> .....	25
Tabel 2. 5 Reaksi Kenyamanan Terhadap Percepatan – ISO 2631 .....	28
Tabel 4. 1 Spesifikasi Mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR .....	45
Tabel 4. 2 Posisi Titik Berat Kendaraan Berdasarkan Variasi Penumpang. ....	47
Tabel 4. 3 Variasi Beban Simulasi Terhadap Percepatan RMS Pengemudi .....	60
Tabel 4. 4 Perbandingan Persentase <i>Road Grip</i> Hasil Pengujian dan Simulasi.....	64

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Perkembangan dunia industri dan teknologi terus mengalami kemajuan yang sangat pesat, salah satunya dibidang otomotif. Berbagai macam teknologi otomotif telah ditemukan dan dikembangkan dalam upaya memberikan kondisi terbaik bagi masyarakat dalam berkendara. Teknologi yang dikembangkan meliputi sistem pemasukan bahan bakar, konstruksi mesin, konstruksi rangka, sistem pengereman, sistem transmisi, sistem suspensi, dan lain-lain.

Mobil merupakan salah satu produk otomotif yang terus dikembangkan oleh produsen karena merupakan alat transportasi yang banyak digunakan oleh masyarakat khususnya kalangan menengah keatas. Adapun faktor-faktor yang mempengaruhi konsumen dalam memilih mobil. Faktor yang sangat penting pada kendaraan yaitu faktor kenyamanan dan keamanan pengendara.

Kenyamanan kendaraan berpengaruh terhadap daya tahan tubuh pengemudi dan penumpang. Pengendara mobil yang kualitas kenyamanannya rendah akan lebih cepat lelah, kelelahan pengemudi tersebut sering kali berujung dengan kecelakaan lalu lintas. Berdasarkan data yang dimiliki oleh KORLANTAS POLRI, mobil menyumbang sekitar 14% dari jumlah keseluruhan kecelakaan yang terjadi beberapa tahun terakhir.

Dalam upaya peningkatan kualitas kenyamanan kendaraan maka pengembangan sistem suspensi yang sangat berperan. Sistem suspensi adalah komponen yang menghubungkan badan kendaraan dengan roda, yang berfungsi untuk melindungi badan kendaraan dari kejutan-kejutan serta getaran yang ditimbulkan oleh kondisi permukaan jalan, sehingga memberikan kenyamanan bagi pengendara. Kondisi ideal yang ingin diperoleh dari kenyamanan berkendara adalah kemampuan pengendara untuk menahan getaran akibat eksitasi jalan tanpa mengalami kelelahan. Namun, kondisi ini tidak mungkin diperoleh, sehingga perlu

dilakukan pendekatan untuk meminimalkan gangguan akibat kondisi permukaan jalan dengan memasang suspensi yang sesuai.

Dalam penelitian kali ini fokus penelitian ada pada sistem suspensi dari mobil Toyota Fortuner. Analisis sistem suspensi yang dilakukan didasarkan pada pemodelan *half car* untuk mengetahui kualitas keamanan dan kenyamanan bagi penumpang dan pengemudi mobil. Sehingga, penelitian ini dapat digunakan sebagai pertimbangan sistem suspensi yang sesuai untuk mobil Fortuner serta pengembangan selanjutnya.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan, maka permasalahan yang ingin diselesaikan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana kualitas kenyamanan sistem suspensi mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4x4);
2. Bagaimana kualitas keamanan mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4x4) berdasarkan hasil uji coba dan simulasi;
3. Bagaimana meredesain pegas sistem suspensi mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4x4);

## **1.3 Tujuan Penelitian**

Tujuan dari penelitian ini sebagai berikut :

1. Mengetahui kualitas kenyamanan sistem suspensi mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4x4);
2. Mengetahui kualitas keamanan mobil Toyota Fotuner 4.0 V6 SR (AT 4x4) dari uji coba dan simulasi;
3. Melakukan redesain pegas sistem suspensi mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4x4);

## **1.4 Batasan Masalah**

Agar penulisan tugas akhir ini lebih terarah, maka perlu diberikan beberapa batasan dalam penelitian, yaitu:

1. Model kendaraan yang digunakan dalam perancangan dan pemodelan suspensi adalah model *half car* memanjang;
2. Ban yang digunakan adalah ban tipe radial. (koefisien redaman sesuai percobaan *Philips* pada ban radial ukuran 13 inch);
3. Kekakuan dan redaman kursi diambil dari hasil percobaan *Yasmin Garcia-Mendez, BS.*, dan rekan-rekannya;
4. Analisis respon kendaraan hanya memperhatikan gaya-gaya arah vertikal;
5. Analisis kenyamanan berdasarkan standar kenyamanan ISO 2631;
6. Profil permukaan jalan dimodelkan sinusoidal dengan amplitudo 5 cm dan panjang gelombang ( $\lambda$ ) 50 cm untuk pemodelan jalan pedesaan serta amplitudo 2 cm dan panjang gelombang ( $\lambda$ ) 6 m untuk pemodelan jalan perkotaan;
7. Variasi beban penumpang yang dianalisis yaitu beban penumpang kursi depan, penumpang kursi depan dan tengah, serta penumpang kursi depan, tengah dan belakang.

### 1.5 Manfaat Penelitian

Informasi dari hasil data yang diperoleh dalam penelitian ini diharapkan mampu:

1. Menjadi informasi bagi pihak pengembang mobil Toyota Fortuner untuk membuat suspensi yang lebih baik dari segi kenyamanan dan keamanan;
2. Menjadi pertimbangan dalam perancangan dan pengembangan suspensi di dunia otomotif, khususnya dalam pengembangan mobil jenis SUV;
3. Digunakan sebagai referensi dalam perancangan dan pengembangan suspensi pasif.

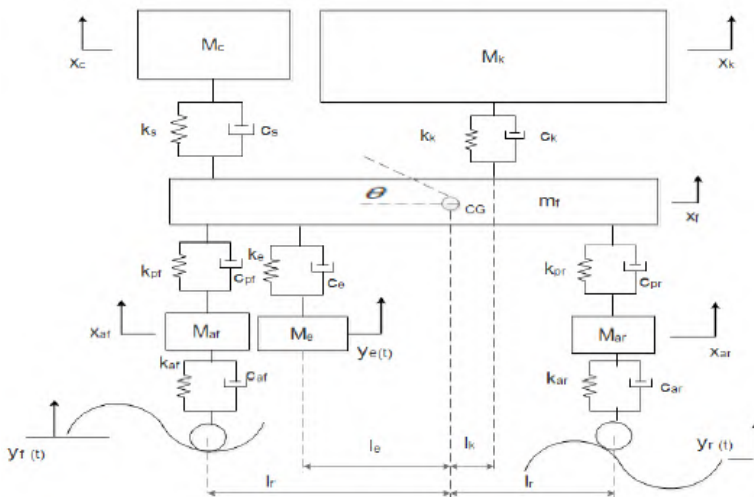


## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Penelitian Terdahulu

#### A. Prayogi Adista

Analisis kenyamanan kendaraan telah dilakukan oleh saudara Prayogi Adista dalam tugas akhirnya yang berjudul **“Pemodelan dan Analisis Respon Dinamis dari Kendaraan Truk Akibat Pengaruh Profil Jalan dan Getaran Engine”** pada tahun 2016. Analisis ini dilakukan dengan beberapa variasi yaitu input profil jalan berupa jalan bergelombang (sinusoidal) dengan amplitudo 5 cm, 10 cm, dan 15 cm serta variasi kecepatan kendaraan 40 km/jam, 60 km/jam, dan 80 km/jam.

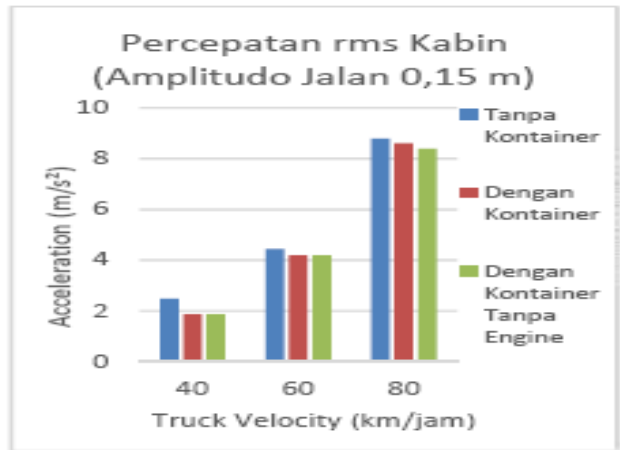


Gambar 2. 1 Pemodelan Dinamis Kendaraan Truk<sup>[1]</sup>

Dari analisis tersebut didapatkan hasil sebagai berikut :

1. Semakin besar kecepatan truk, nilai respon dinamis (perpindahan, kecepatan, dan percepatan) maksimum yang dihasilkan semakin meningkat;

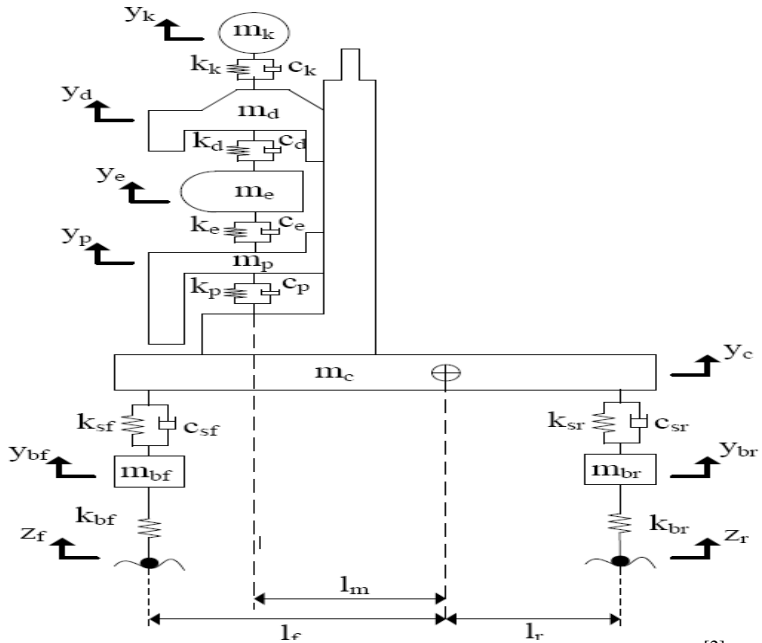
2. Semakin besar amplitudo jalan nilai respon dinamis (perpindahan, kecepatan dan percepatan) maksimum yang dihasilkan semakin meningkat;
3. Semakin besar kecepatan truk dan amplitudo jalan, semakin besar pula percepatan rms yang dihasilkan sehingga berdasarkan standar kenyamanan ISO 2631 akan menurunkan ketahanan pengemudi.



Gambar 2. 2 Grafik Perbandingan Percepatan RMS dari Kabin Truk Terhadap Kecepatan saat Amplitudo Jalan 0,15 m<sup>[1]</sup>

### B. Nava Amalia

Pada tahun 2014 Nava Amalia melakukan analisis kenyamanan pada kendaraan angkut massal. Berdasarkan tugas akhirnya yang berjudul **“Analisa Kenyamanan Kendaraan Angkut Massal dengan Pemodelan Pengemudi sebagai Sistem Multi-DOF”** objek yang digunakan adalah bus.



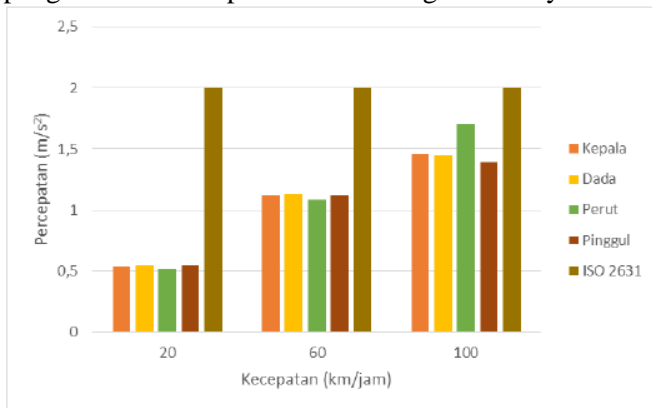
Gambar 2. 3Pemodelan Dinamis Bus dan Tubuh Pengemudi<sup>[2]</sup>

Tabel 2. 1Keterangan Komponen Kendaraan dan Pengemudi

Keterangan Komponen	Simbol	Keterangan Komponen	Simbol
Massa ban depan	$m_{bf}$	Massa ban belakang	$m_{br}$
Massa kendaraan	$m_c$	Konstanta kekakuan ban depan	$k_{bf}$
Konstanta kekakuan ban belakang	$k_{br}$	Konstanta kekakuan suspensi depan	$k_{sf}$
Konstanta kekakuan suspensi belakang	$k_{sr}$	Konstanta redaman suspensi depan	$c_{sf}$
Konstanta redaman suspensi belakang	$c_{sr}$	Jarak ban depan ke <i>center of gravity</i>	$l_f$
Jarak ban belakang ke <i>center of gravity</i>	$l_r$	Massa kepala	$m_k$

Massa dada	$m_d$	Massa perut	$m_e$
Massa pinggul	$m_p$	Konstanta kekakuan kepala	$k_k$
Konstanta kekakuan dada	$k_d$	Konstanta kekakuan perut	$k_e$
Konstanta kekakuan pinggul	$k_p$	Konstanta redaman kepala	$c_k$
Konstanta redaman dada	$c_d$	Konstanta redaman perut	$c_e$
Konstanta redaman pinggul	$c_p$	Jarak pengemudi ke <i>center of gravity</i>	$l_m$

Pada penelitiannya diasumsikan bus terisi penuh oleh penumpang dengan variasi kecepatan 40 km/jam, 60 km/jam dan 100 km/jam. Setelah dilakukan simulasi dengan beberapa variasi tersebut terdapat beberapa kesimpulan bahwa pada kecepatan 40 km/jam RMS percepatan hasil simulasi yang dialami pengemudi berada pada kondisi sedikit tidak nyaman, sedangkan untuk kecepatan 100 km/jam RMS percepatan hasil simulasi yang dialami pengemudi berada pada kondisi sangat tidak nyaman.



Gambar 2. 4 Perbandingan Percepatan rms Bagian Tubuh Manusia terhadap Kecepatan Bus<sup>[2]</sup>

## **2.2 Sistem Suspensi**

### **2.2.1 Pengertian Suspensi**

Pada perancangan sebuah kendaraan, terdapat beberapa hal yang sangat perlu diperhatikan untuk menambah keamanan dan kenyamanan kendaraan tersebut. Salah satunya adalah sistem suspensi dari kendaraan yang di rancang tersebut. Sistem suspensi merupakan suatu mekanisme dari beberapa komponen yang berfungsi meredam kejutan dan getaran akibat profil permukaan jalan yang tidak rata. Sistem suspensi sangat berpengaruh terhadap kenyamanan dan keamanan kendaraan.

Sistem suspensi menghubungkan bodi (kerangka) dan roda. Sistem suspensi dirancang agar mampu menahan berat kendaraan (beban statis) dan mampu menyerap beban dinamis yang terjadi secara tiba-tiba. Selain itu sistem suspensi juga dapat menstabilkan kondisi kendaraan dalam segala kondisi pengendaraan, seperti saat kendaraan belok, kendaraan mengerem dan pada saat kendaraan melaju dalam kecepatan yang tinggi.

Terdapat beberapa jenis suspensi yang digunakan pada kendaraan yaitu sistem suspensi pasif, semi-aktif dan aktif dengan berbagai metode kontrol. Semakin baik sistem suspensi dari suatu kendaraan, maka efek getaran dan guncangan yang dirasakan oleh pengendara akibat permukaan jalan yang tidak rata akan semakin kecil. Kualitas sistem suspensi sangat bergantung dari mekanisme serta komponen penyusunnya.

### **2.2.2 Komponen Sistem Suspensi**

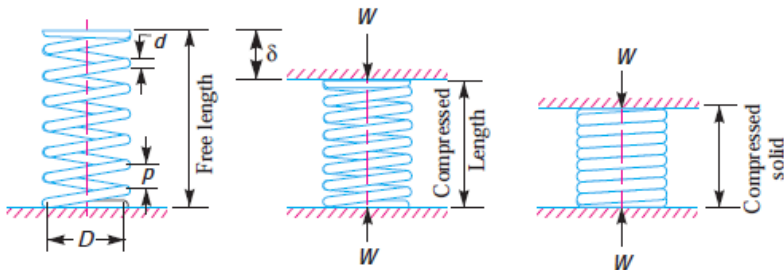
Pada sistem suspensi terdapat beberapa komponen penyusunnya. Beberapa komponen tersebut adalah sebagai berikut :

#### **a) Pegas**

Merupakan komponen sistem suspensi yang memiliki sifat elastis yang digunakan untuk menyimpan energi mekanis. Pegas berfungsi untuk menerima dan menyerap beban kejut atau getaran yang terjadi pada kendaraan akibat profil permukaan jalan yang tidak rata. Ada beberapa jenis

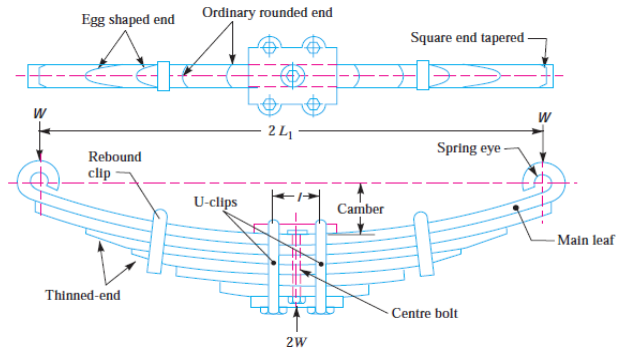
pegas yang biasa digunakan pada kendaraan yaitu pegas ulir (*coil spring*), pegas daun (*leaf spring*), dan pegas puntir (*torsion bar spring*).

- Pegas ulir (*coil spring*), memiliki bentuk spiral seperti ditunjukkan pada gambar 2.5. Pegas ulir dirancang agar dapat menahan beban yang besar namun tetap ringan. Sebagian besar pegas ulir memiliki lapisan agar tidak mudah korosi sehingga dapat mengurangi kebisingan yang ditimbulkan karena adanya getaran pada pegas.



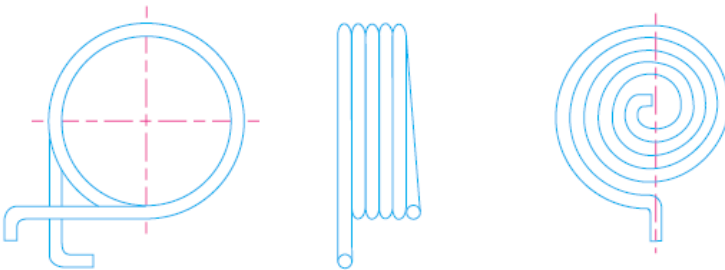
Gambar 2. 5 Pegas Ulir<sup>[6]</sup>

- Pegas daun (*leaf spring*), dapat berupa satu lembar plat (*mono-leaf*) atau beberapa lembar plat (*multiple-leaf*) seperti ditunjukkan pada gambar 2.6. Pegas daun pada umumnya digunakan pada kendaraan dengan beban atau daya angkut besar, seperti bus, truk, dan trailer. Pegas daun disusun dengan plat yang paling panjang terletak pada bagian paling atas dan makin kebawah makin pendek. Pada plat bagian atas bagian ujungnya digulung yang nantinya akan dikaitkan pada kerangka kendaraan.



Gambar 2. 6 Pegas Daun<sup>[6]</sup>

- Pegas puntir (*torsion bar spring*), pegas yang pembebanannya berdasarkan gaya yang menyebabkan momen puntir seperti pada gambar 2.7. Pegas puntir dapat menyimpan beban maksimum yang lebih besar dari pada pegas ulir dan pegas daun. Pada umumnya pegas puntir digunakan untuk suspensi depan kendaraan.

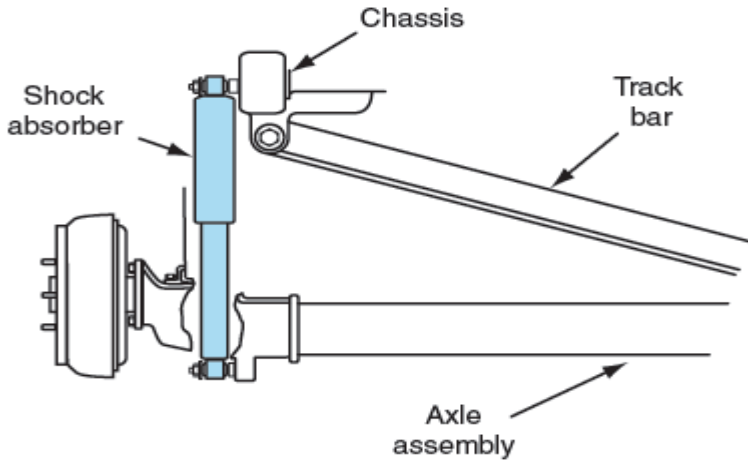


Gambar 2. 7 Pegas Puntir<sup>[6]</sup>

#### b) Peredam

Peredam atau lebih dikenal sebagai peredam kejut berfungsi untuk meredam beban kejut atau getaran yang diterima pegas. Alat yang biasanya digunakan sebagai peredam pada suspensi adalah *shock absorber*. *Shock*

*absorber* digunakan untuk mengontrol gerakan pegas, osilasi pada pegas serta osilasi pada bodi atau rangka kendaraan (*chassis*). Peredam sangat berpengaruh terhadap keamanan dan kenyamanan pengendara.



Gambar 2. 8 *Shock Absorber*<sup>[7]</sup>

c) Lengan suspensi (*suspension arm*)

Pada umumnya dikenal sebagai lengan pengendali (*control arm*). Komponen ini terdapat pada sistem suspensi independen, terpasang pada bodi atau rangka kendaraan, dan berfungsi untuk memegang rangka roda kendaraan. Pergerakan yang kompleks pada roda dapat sinkron dengan pergerakan-pergerakan lengan suspensi, karena terdapat *ball joint* pada pengikatan lengan suspensi dengan rangka roda.

d) *Ball Joint*

*Ball joint* berfungsi sebagai sumbu putaran roda yang dapat menerima beban vertikal maupun lateral. *Ball joint* harus diberi pelumas (*grease*) untuk melumasi bagian yang bergesekan.

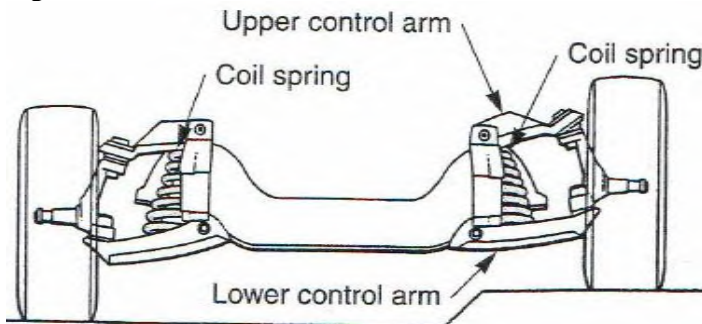


## 2.2.3 Suspensi Toyota Fortuner

### 2.2.3.1 Suspensi Depan Toyota Fortuner

#### *Double Wishbone*

Pada mekanisme suspensi independen jenis *Double Wishbone* terdapat dua buah lengan pengendali, yaitu lengan pengendali atas (*upper arm*) dan lengan pengendali bawah (*lower arm*). Pada mekanisme ini kemiringan roda dijaga seoptimal mungkin, maka seberapa jauh suspensi bergerak tidak akan begitu berpengaruh terhadap kemiringan roda. Mekanisme suspensi ini dapat dilihat pada gambar 2.9.



Gambar 2. 9 Suspensi Independen Jenis *Double Wishbone*<sup>[9]</sup>

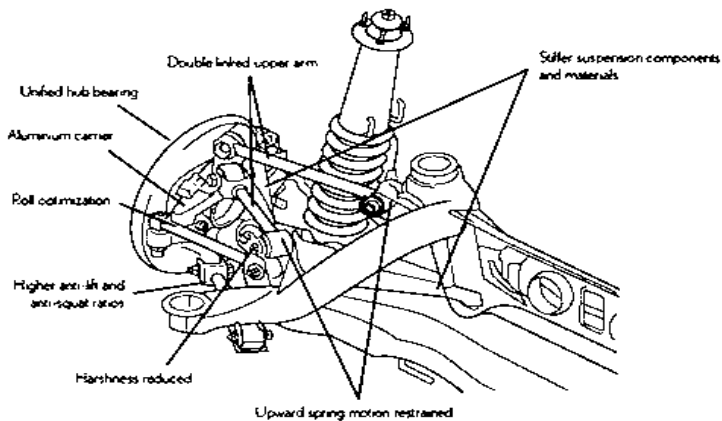


Gambar 2. 10 Suspensi Depan Fortuner

### 2.2.3.2 Suspensi Belakang Toyota Fortuner

#### *Multilink*

Mekanisme suspensi independen jenis *Multilink* dapat dilihat pada gambar 2.11. Jenis suspensi ini digunakan untuk mempertahankan posisi roda pada saat kendaraan sedang berbelok atau menikung untuk memberikan stabilitas yang sangat baik serta meminimalkan keausan ban.



Gambar 2. 11 Suspensi Independen Jenis *Multilink* [8]

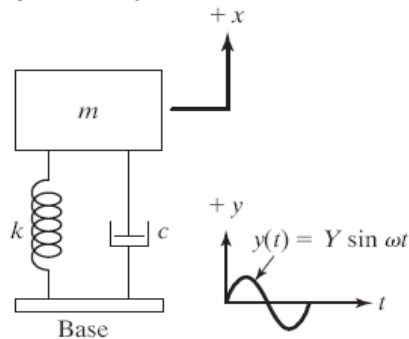


Gambar 2. 12 Suspensi Belakang Fortuner

## 2.3 Teori Getaran

### 2.3.1 *Motion of Base*

Getaran pada suspensi dipengaruhi oleh profil permukaan jalan. Profil permukaan jalan ini dalam kondisi nyata merupakan fungsi acak, namun pada tugas akhir ini diasumsikan sebagai gelombang yang harmonis. Pemodelan sederhana sistem getaran mobil yang tereksitasi karena profil permukaan jalan dapat digambarkan dengan 1 derajat kebebasan.



Gambar 2. 13 *Motion of Base*<sup>[8]</sup>

### 2.3.2 Sistem Getaran Teredam

Peredam sangat berpengaruh terhadap respon getaran yang dialami oleh suatu sistem suspensi. Konstanta redaman sangat erat kaitannya dengan konstanta kekakuan pegas suspensi untuk mendapatkan respon yang baik bagi kenyamanan kendaraan. Perlu dilakukan simulasi untuk berbagai rasio redaman. Rasio redaman dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (2.1)$$

dengan persamaan redaman kritis :

$$c_c = 2\sqrt{km} \quad (2.2)$$

dimana :

- $C$  : konstanta redaman suspensi
- $C_c$  : konstanta redaman kritis suspensi
- $k$  : konstanta kekakuan pegas
- $m$  : massa

### 2.3.3 Metode *State Space*

Metode *State Space* merupakan metode analisis yang digunakan untuk suatu sistem dengan *input* dan *output* yang banyak atau disebut MIMO (*Multiple Input Multiple Output*).

Untuk mendapatkan respon getaran yang diterima kendaraan dengan model *half car* memanjang digunakan metode *state space* dengan perumusan sebagai berikut:

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + B(t)U(t) \quad (2.3)$$

$$Y(t) = C(t)X(t) + D(t)U(t) \quad (2.4)$$

Dimana  $\dot{X}(t)$  adalah vektor *state*,  $Y(t)$  adalah vektor *input*,  $U(t)$  adalah vektor *output*,  $A(t)$  adalah matriks *state*,  $B(t)$  adalah matriks input,  $C(t)$  adalah matriks output, dan  $D(t)$  adalah matriks transmisi langsung.

## 2.4 Pemodelan Getaran Kendaraan

Analisa getaran yang diberikan kendaraan terhadap penumpangnya ditentukan oleh bagaimana model dinamis kendaraan yang digunakan untuk mempresentasikan getaran dari kendaraan. Model getaran kendaraan menunjukkan suatu gambaran tentang interpretasi getaran yang terjadi pada kendaraan. Model dapat menjadi sederhana atau kompleks tergantung dari interpretasi, asumsi dan persepsi terhadap getaran kendaraan yang sesuai untuk kebutuhan tertentu. Terdapat beberapa jenis pemodelan dinamis kendaraan yaitu :

- a) Model seperempat kendaraan (*quarter-car*)
- b) Model setengah kendaraan (*half-car*)
  - Setengah memanjang
  - Setengah menyamping
- c) Model penuh (*full body*)

Pemilihan jenis pemodelan kendaraan disesuaikan dengan kebutuhan analisa getaran pada kendaraan.

Setelah melakukan pemodelan dinamis pada kendaraan maka dilakukan analisa gaya-gaya yang bekerja pada setiap massa yang ditinjau (*degree of freedom*). Dengan menggunakan persamaan dasar hukum Newton ke-2, maka diperoleh persamaan matematis

sistem gerak suspensi kendaraan. Berikut adalah persamaan dasar sistem suspensi :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.5)$$

dimana :

m : massa kendaraan

c : koefisien redaman

k : koefisien pegas

$x, \dot{x}, \ddot{x}$  : defleksi pegas, kecepatan redaman, percepatan

massa

### 2.4.1 Kekakuan dan Redaman Ban

Sebelum melakukan analisa getaran kendaraan, maka harus dicari nilai kekakuan dan redaman ban, karena dalam penelitian ini ban dimodelkan sebagai pegas dan peredam.

*Philips* dalam pengujiannya tentang kekakuan ban untuk ban bias dan ban radial pada saat *rolling*, telah menemukan persamaan yang dapat menghitung nilai kekakuan ban bias dan radial tergantung pada tekanannya. Persamaan tersebut adalah :

- Untuk ban bias
 
$$K_t = 100,0 + 41,6667 (P_i) \quad (2.6)$$

- Untuk ban radial
 
$$K_t = 430,0 + 27,9167 (P_i) \quad (2.7)$$

dimana :

$K_t$  : Kekakuan ban (lb/in)

$P_i$  : Tekanan ban (psi)

Sedangkan untuk mendapatkan nilai redaman dari ban bias dan ban radial, tidak ada perumusan analitis dan harus dilakukan percobaan. Berdasarkan percobaan yang telah dilakukan *Philips* didapatkan nilai redaman dari beberapa tipe dan ukuran ban bergantung pada tekanan ban. Berikut tabel hasil percobaan dari *Philips* :

Tabel 2. 2 Data Redaman Ban Hasil Percobaan *Philips*

Jenis Ban	Tekanan Ban (psi)	Koefisien Redaman (kN.s/m)
Ban Bias 5,60 x 13	15	4,59
	20	4,89

	25	4,52
	30	4,09
	35	4,09
Ban Radial 165 x 13	15	4,45
	20	3,68
	25	3,44
	30	3,43
	35	2,86

#### 2.4.2 Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi

Dalam penelitian ini, kursi pengemudi dan penumpang akan dimodelkan sebagai pegas dan peredam yang menumpu massa pengemudi dan penumpang. Untuk mengetahui nilai kekakuan dan redaman kursi tidak ada perumusan analitis, sehingga dilakukan percobaan.

Salah satu contoh percobaan tersebut dilakukan oleh *Yasmin Garcia-Mendez, BS.*, dan rekan-rekannya yang melakukan percobaan untuk berbagai macam tipe bantalan kursi kendaraan dengan menggunakan *force actuator* dan sensor *accelerometer* untuk mendapatkan respon getaran dari kursi. Setelah dilakukan pengujian didapatkan nilai parameter kekakuan dan redaman dari kursi kendaraan, berikut adalah rangkuman tabel hasil percobaannya :

Tabel 2. 3 Data Parameter Kekakuan dan Redaman dari Tujuh Macam Bantalan Kursi

<i>Stiffness and damping parameters, K (in N/mm) and C(in Ns/m), of seven wheelchair cushions over range of preloads (300-800N)</i>								
Load (N)	Vector with Vicair		Meridian Wave		ROHO HIGH PROFILE		Jay J2 Deep Contour	
	K	C	K	C	K	C	K	C
300	32,0	318	40,2	301	43,1	389	26,7	365
400	50,3	478	50,5	322	51,7	475	27,9	406
500	59,3	542	57,5	337	64,8	596	28,7	377

600	71,5	665	64,7	372	77,3	688	36,8	508
700	80,8	748	69,7	392	86,4	760	36,0	522
800	95,0	840	76,0	397	94,2	834	39,9	571
Load (N)	ROHO LOW PROFILE		Zoombang with Foam		Comfort Mate Foam			
	K	C	K	C	K	C		
300	50,5	544	60,3	573	56,7	487		
400	56,7	602	74,1	727	76,1	696		
500	62,1	708	94,9	938	93,0	908		
600	64,4	835	116,9	1132	115,5	1149		
700	65,9	855	141,8	1311	143,2	1408		
800	68,6	1015	174,9	1507	183,2	1689		

## 2.5 Titik Berat Kendaraan

Adanya variasi pembebanan pada mobil berpengaruh pada posisi atau letak titik berat kendaraan. Untuk mengetahui perubahan posisi atau letak titik berat kendaraan dapat dihitung menggunakan persamaan 2.3 sebagai berikut :

$$L_f' = \frac{W_p \cdot a + W_t \cdot L_f}{W_t} \quad (2.8)$$

$$L_r' = L - L_f' \quad (2.9)$$

$$h' = \frac{W \cdot h + W_p \cdot h_p}{W_t} \quad (2.10)$$

dimana :

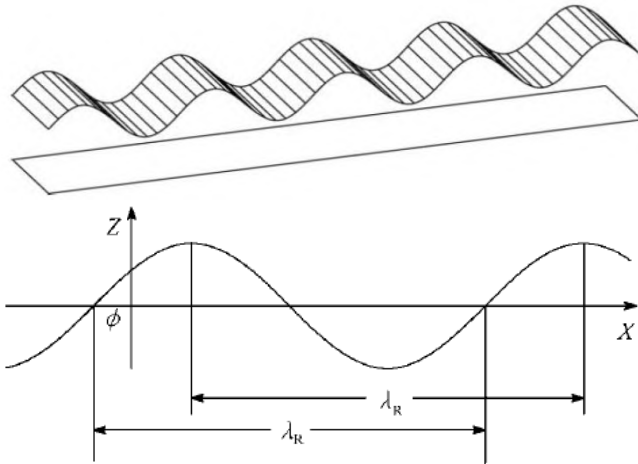
- $W$  : berat kosong kendaraan
- $W_t$  : berat total kendaraan
- $W_p$  : berat penumpang
- $a$  : jarak penumpang terhadap sumbu roda depan
- $L$  : panjang *trackwidth* kendaraan
- $L_f'$  : jarak cg terhadap sumbu roda depan setelah ditambah beban
- $L_r'$  : jarak cg terhadap sumbu roda belakang setelah ditambah beban
- $h$  : tinggi cg dari tanah pada kendaraan kosong

$h'$  : tinggi cg dari tanah pada kendaraan setelah ditambah beban

$h_p$  : tinggi cg dari tanah pada penumpang

## 2.6 Pemodelan Profil Jalan

Getaran pada suspensi dipengaruhi oleh profil permukaan jalan. Profil permukaan jalan ini dalam kondisi nyata adalah dalam fungsi acak, namun pada penelitian ini diasumsikan sebagai gelombang yang harmonis. Model profil jalan berupa gelombang harmonis ditunjukkan pada gambar 2.14.



Gambar 2. 14 Model Profil Jalan Sinusoidal<sup>[3]</sup>

Dari gambar 2.14, persamaan profil permukaan jalan sinusoidal dapat dituliskan :

$$Z(t) = Z_0 \sin\left(2\pi \frac{V}{\lambda} t + \phi\right) \quad (2.11)$$

dimana :

$Z_0$  : Amplitudo  
 $V$  : Kecepatan kendaraan  
 $\lambda$  : Panjang gelombang  
 $\phi$  : Beda fasa  
 $t$  : Waktu



## 2.7 Perancangan Pegas Ulir

### 1. Solid Length

Kondisi pegas dikatakan *solid* dalam hal ini adalah jika pegas terkompresi hingga *coil* saling bersentuhan satu sama lain sehingga seolah pegas membentuk sebuah silinder solid, seperti digambarkan pada gambar 2.15.

Persamaan untuk mencari *solid length* dari suatu pegas tekan adalah sebagai berikut:

$$L_s = n' \cdot d \quad (2.12)$$

dimana :

$n'$  : Total number of coils

$d$  : Diameter of the wire

### 2. Panjang Bebas (*Free Length*)

Panjang bebas adalah panjang pegas ketika pegas dalam kondisi bebas dari pembebanan. Panjang bebas ini digambarkan pada gambar 2.15.

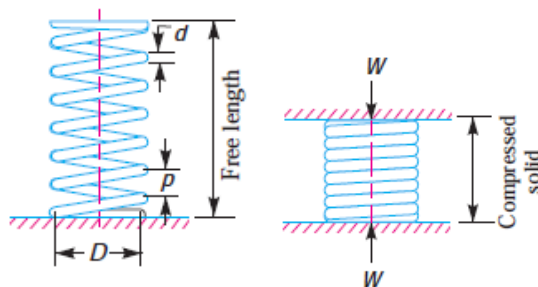
Secara matematis panjang bebas dirumuskan sebagai berikut :

$$L_F = \text{Solid length} + \text{Maximum Compression} + \text{*Clearance between adjacnt coils}$$

$$L_F = n' \cdot d + \delta_{\max} + 0,15\delta_{\max} \text{ atau :} \quad (2.13)$$

$$L_F = n' \cdot d + \delta_{\max} + (n' - 1) \times 1\text{mm} \quad (2.14)$$

(clearance between adjacent coil is taken as 1mm)



Gambar 2. 15 *Free Length* dan *Solid Length* Pegas Ulir<sup>[6]</sup>

### 3. *Spring Index*

*Spring index* adalah perbandingan dari diameter coil rata-rata dengan diameter kawat.

$$\text{Spring index (C)} = D / d \quad (2.15)$$

dimana :

D : diameter coil rata-rata

d : diameter kawat

### 4. *Spring Rate*

*Spring rate* atau konstanta kekakuan dari pegas adalah beban yang diperlukan per unit defleksi dari pegas. Secara matematis dirumuskan :

$$k = G.d^4 / 8.Na.D^3 \quad (2.16)$$

dimana :

k : spring rate

G : kekuatan material

### 5. *Pitch*

*Pitch* dari *coil* pegas adalah jarak axial antara kedua *coil* pada saat pegas dalam kondisi tidak terbebani.

$$p = \frac{\text{Free Length}}{n' - 1}, \text{ atau} \quad (2.17)$$

$$p = \frac{L_F - L_S}{n'} + d \quad (2.18)$$

dimana :

$L_F$  : Free length of the spring

$L_S$  : Solid length of the spring

$n'$  : Total number of coils

$d$  : Diameter of the wire

### 6. Jumlah lilitan aktif

Jumlah lilitan aktif dari pegas ulir dirumuskan sebagai berikut:

$$Na = Nt - 1,5 \quad (2.19)$$

dimana :

$Na$  : Jumlah lilitan aktif

$Nt$  : Jumlah lilitan total

## 7. Panjang kawat pegas

Panjang kawat pegas dirumuskan sebagai berikut :

$$L = 2\pi RNa \quad (2.20)$$

dimana :

$R$  : Radius pegas ulir  
 $Na$  : Jumlah lilitan aktif

## 2.8 Kenyamanan dan Keamanan Kendaraan

Getaran atau guncangan merupakan satu gerakan utama yang diderita oleh pengendara suatu kendaraan. Besarnya dampak getaran suatu obyek ditentukan oleh frekuensi natural dari obyek tersebut dan frekuensi dari getaran. Setiap obyek seperti juga tubuh manusia, memiliki frekuensi natural. Tubuh manusia terdiri dari banyak organ yang satu sama lain berhubungan tidak rigid, dengan demikian masing-masing organ dari tubuh manusia memiliki frekuensi natural. Getaran yang diberikan oleh kendaraan kepada manusia akan memberi dampak yang berbeda bagi masing-masing orang tubuh manusia. Makin besar amplitudo getaran yang terjadi pada organ tubuh manusia, makin besar pula dampak yang akan dirasakan, seperti jika dampak yang terbesar pada perut maka akan mengakibatkan mual sedangkan jika di kepala maka akan mengakibatkan pusing<sup>[10]</sup>.

Pada tahun 1971 *Grether* mempelajari getaran dan kemampuan manusia. Dari hasil studi tersebut ditarik kesimpulan bahwa getaran mengakibatkan penurunan ketajaman penglihatan, getaran mengakibatkan turunnya kemampuan manusia untuk mengikuti lintasan, konsistensi dan keakuratan pengendalian dari getaran otot manusia akan mengalami gangguan, serta dapat mengganggu kinerja syaraf manusia<sup>[10]</sup>.

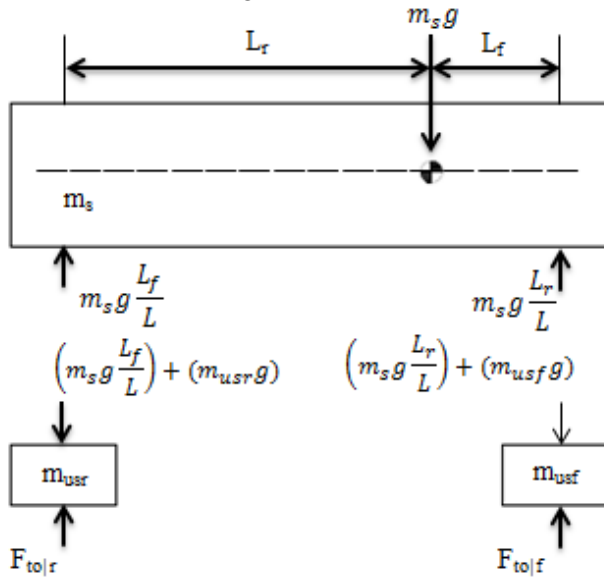
### 2.8.1 Keamanan Kendaraan

Keamanan pada sistem suspensi adalah mengenai kestabilan dari kendaraan, serta kemampuan ban kendaraan untuk tetap menapak permukaan jalan (*road holding*). Untuk mengetahui kemampuan ban menapak jalan, dapat dilihat dari persentase ban

menapak jalan ketika melewati permukaan jalan yang tidak rata, namun untuk hal tersebut belum ada standar yang pasti, sehingga tolak ukur yang digunakan adalah membuat ban sedapat mungkin untuk tidak terangkat dari permukaan jalan, namun tetap sesuai dengan standar kenyamanan yang ditentukan.

Parameter yang digunakan menyatakan ban terangkat atau menapak dilihat berdasarkan gaya normal yang bekerja pada ban. Gaya normal pada ban terdiri dari gaya normal statis saat ban mengalami defleksi awal pada saat kendaraan diam, serta gaya normal dinamis saat kendaraan berjalan.

Untuk model *half car* kendaraan dapat dibuat *free body diagram* kondisi statis sebagai berikut :



Gambar 2. 16 *Free Body Diagram* Model *Half-Car* Kondisi Statis

Untuk kondisi dimana, massa *unsprung* sama ( $m_w = m_{usf} = m_{usr}$ ), gaya normal saat ban mengalami defleksi statis dirumuskan :

$$F_{to|f} = \left( m_s g \frac{L_r}{L} \right) + (m_w g) \quad (2.21)$$

$$F_{to|r} = \left( m_s g \frac{L_f}{L} \right) + (m_w g) \quad (2.22)$$

Sehingga, gaya normal pada ban depan dan belakang saat kendaraan berjalan dapat dirumuskan :

$$F_{tf} = F_{to|f} + k_{tf}(y_f - x_{usf}) + c_{tf}(\dot{y}_f - \dot{x}_{usf}) \quad (2.23)$$

$$F_{tr} = F_{to|r} + k_{tr}(y_r - x_{usr}) + c_{tr}(\dot{y}_r - \dot{x}_{usr}) \quad (2.24)$$

Gaya normal ini yang menjadi kriteria apakah ban terangkat atau menapak, dimana ban depan terangkat jika  $F_{tf} < 0$ , dan ban belakang terangkat jika  $F_{tr} < 0$ .

### 2.8.2 Kriteria Keamanan

Salah satu kriteria keamanan kendaraan yaitu dapat ditinjau dari persentase ban menapak jalan (*road grip/ road holding*) atau terangkat dari jalan. Adapun kriteria keamanan yang dimiliki oleh *BEISSBARTH Automotive Group* terhadap persentase *road grip* ditunjukkan pada tabel 2.4.

Tabel 2. 4 Kriteria Keamanan Kendaraan menurut *BEISSBARTH Automotive Group*

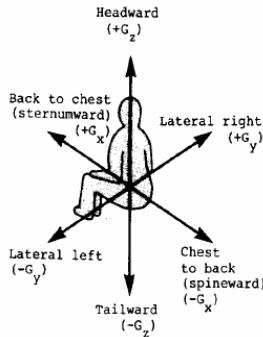
No.	Persentase	Keterangan
1	60-90 %	Baik
2	40-59 %	Cukup baik
3	20-39 %	Kurang baik
4	0-19 %	Buruk

### 2.8.3 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara

Gerakan utama yang dialami pengemudi selama mengemudi adalah berupa percepatan atau perlambatan dan getaran. Unit dasar yang digunakan sebagai ukuran dari percepatan yang dialami manusia adalah berbasis pada gaya gravitasi yang diringkas G. Seseorang yang jatuh bebas dimana percepatan jatuhnya adalah  $9,81 \text{ m/s}^2$  dikatakan mengalami percepatan sebesar 1G. Toleransi manusia terhadap percepatan ditunjukkan pada gambar 2.17. Gambar tersebut menunjukkan level percepatan

rata-rata untuk bermacam arah gerakan yang mampu ditahan oleh tubuh manusia

Informasi ketahanan badan manusia terhadap percepatan merupakan hal yang sangat penting sebagai referensi dalam perancangan ketahanan bodi kendaraan terhadap *impact*. Jika pada saat kendaraan mengalami *impact* dimana pengemudi atau penumpang mendapat percepatan atau perlambatan melebihi yang mampu didukung oleh badan, maka akan dapat membahayakan pengemudi dan penumpang kendaraan tersebut.



Human Tolerance Limits

Direction of Accelerative Force	Occupant's Inertial Response	Tolerance Level
Headward (+ G <sub>z</sub> )	Eyeballs Down	20-25 G
Tailward (- G <sub>z</sub> )	Eyeballs Up	15 G
Lateral Right (+ G <sub>y</sub> )	Eyeballs Left	20 G
Lateral Left (- G <sub>y</sub> )	Eyeballs Right	20 G
Back to Chest (+G <sub>x</sub> )	Eyeballs Out	45 G
Chest to Back (- G <sub>x</sub> )	Eyeballs In	45 G

Note: Reference: Crash Survival Design Guide, TR 79-22.  
(0.10 Second time duration of crash pulse; full restraint)

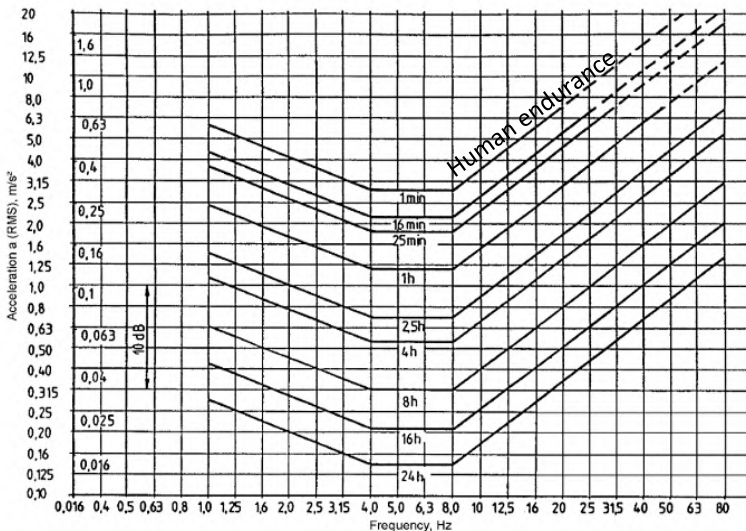
Gambar 2. 17 Ketahanan badan manusia terhadap percepatan linier yang dapat diterima<sup>[1]</sup>

2.8.4 Kriteria Standar Kenyamanan ISO 2631

Kenyamanan pada dasarnya bersifat subyektif, namun untuk interaksi kenyamanan manusia terhadap kualitas dari kendaraan

dapat digunakan reaksi manusia terhadap percepatan dan perlambatan dari kendaraan. Hal ini dikarenakan organ tubuh manusia mempunyai sensitifitas terhadap percepatan dan perlambatan dari kendaraan. Sehingga penilaian kenyamanan dari pemakai kendaraan terhadap suatu kendaraan dapat ditentukan oleh ketahanan manusia terhadap percepatan dan perlambatan yang ditimbulkan oleh suatu kendaraan.

Bagi kegiatan mengemudi yang penting diperhatikan adalah batasan yang menunjukkan turunnya efisiensi kerja yang diinginkan agar tetap dapat menjamin keamanan transportasi, yaitu dengan menggunakan grafik yang ditunjukkan pada gambar 2.18. Dengan memasukkan grafik respon RMS percepatan pengemudi untuk frekuensi 1 – 80 Hz, maka dapat ditentukan rentan waktu batasan kenyamanan untuk pengemudi kendaraan tersebut untuk rentang frekuensi *interest* gangguan pengemudi akibat getaran arah vertikal.



Gambar 2. 18 Grafik Ketahanan Tubuh Manusia Terhadap Frekuensi dan Percepatan ke Arah Vertikal ISO 2631<sup>[5]</sup>.

Sedangkan untuk kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan menurut standar ISO 2631 ditampilkan pada tabel 2.5. Dari batasan yang dipaparkan di dalam ISO 2631 nantinya dapat diketahui desain yang telah digunakan apakah sesuai dengan kenyamanan yang diinginkan.

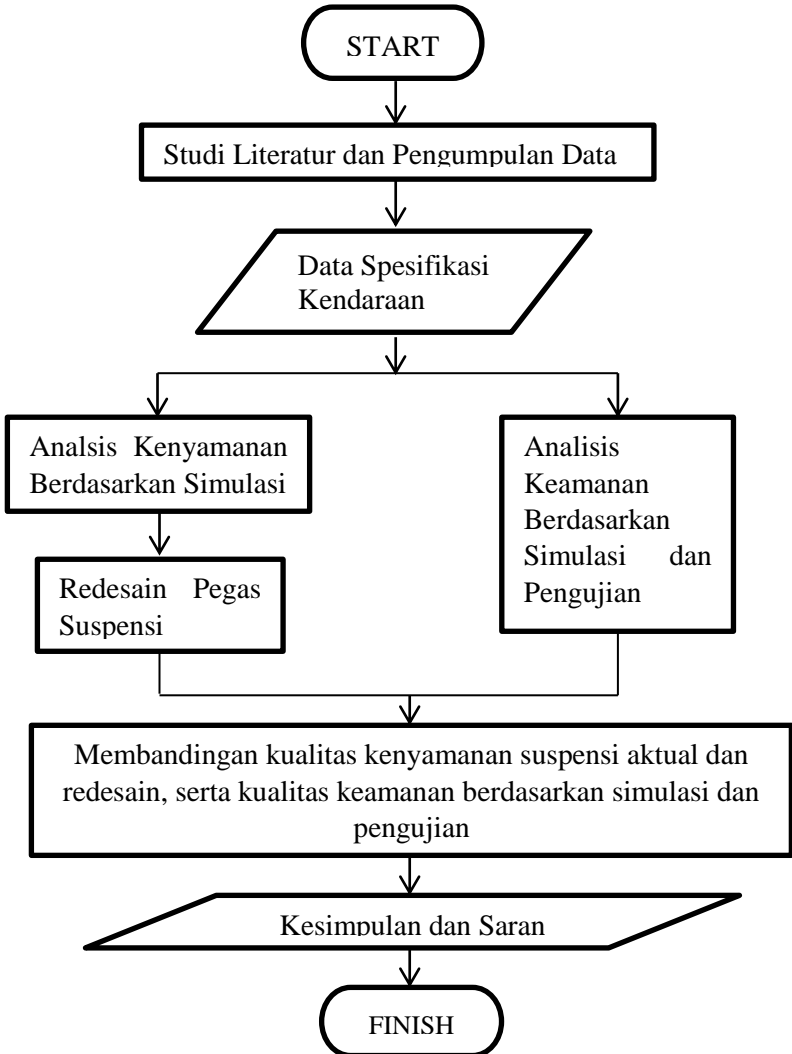
Tabel 2. 5 Reaksi Kenyamanan Terhadap Percepatan – ISO 2631

No.	Getaran	Keterangan
1.	$a < 0.315 \text{ m/s}^2$	Tidak ada keluhan
2.	$0.315 \text{ m/s}^2 < a < 0.63 \text{ m/s}^2$	Sedikit tidak nyaman
3.	$0.5 \text{ m/s}^2 < a < 0.1 \text{ m/s}^2$	Agak tidak nyaman
4.	$0.8 \text{ m/s}^2 < a < 1.6 \text{ m/s}^2$	Tidak nyaman
5.	$1.25 \text{ m/s}^2 < a < 2.5 \text{ m/s}^2$	Sangat tidak nyaman
6.	$a > 2 \text{ m/s}^2$	Amat sangat tidak nyaman



## BAB III METODOLOGI

### 3.1 Flowchart Penelitian

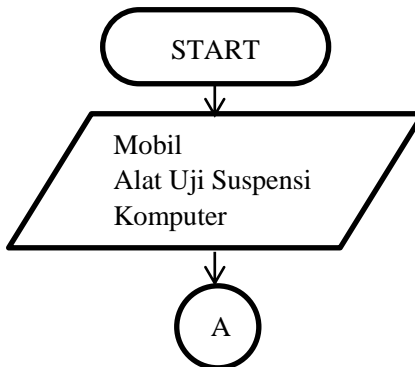


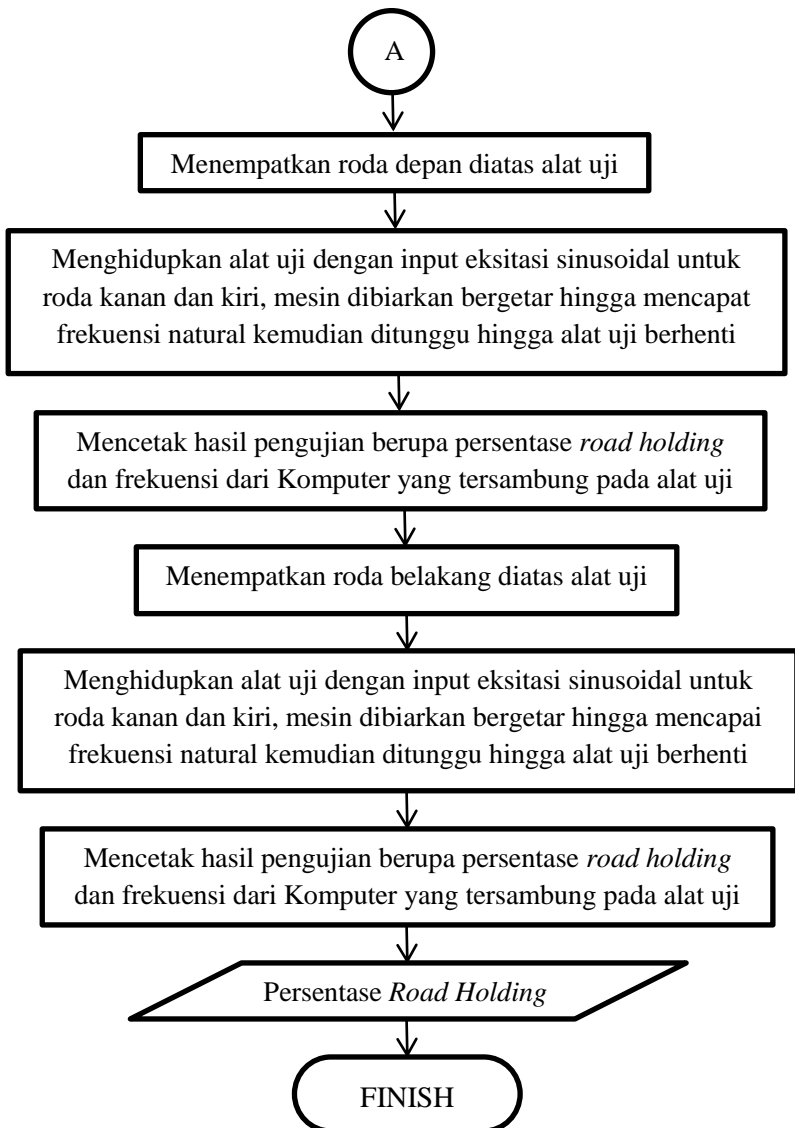
### 3.2 Prosedur Penelitian

Pada penulisan tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dengan empat tahapan yang akan dilakukan sebagai berikut:

- Tahap awal dilakukan dengan cara mempelajari referensi dari buku, jurnal penelitian dan hasil penelitian yang telah dilakukan oleh peneliti lain mengenai sistem suspensi kendaraan otomotif;
- Tahap selanjutnya adalah menentukan objek sistem suspensi yang akan dianalisis. Suspensi yang akan dianalisis adalah sistem suspensi mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4x4);
- Tahap berikutnya adalah pengumpulan data spesifikasi mobil, tahap pengujian ini dilakukan untuk mengetahui parameter yang dibutuhkan dalam tahap analisis.
- Tahap analisis, pada tahap analisis ini dilakukan untuk mengetahui kualitas kenyamanan berdasarkan simulasi dan juga kualitas keamanan berdasarkan pengujian dan simulasi;
- Tahap selanjutnya adalah menentukan pegas suspensi redesain yang lebih baik ditinjau dari segi kenyamanan.
- Tahap akhir yaitu membandingkan kualitas kenyamanan dari suspensi aktual dan redesain serta kualitas keamanan dari hasil simulasi dan pengujian, yang kemudian dapat ditarik kesimpulan serta saran

### 3.3 Flowchart Pengujian *Road holding*



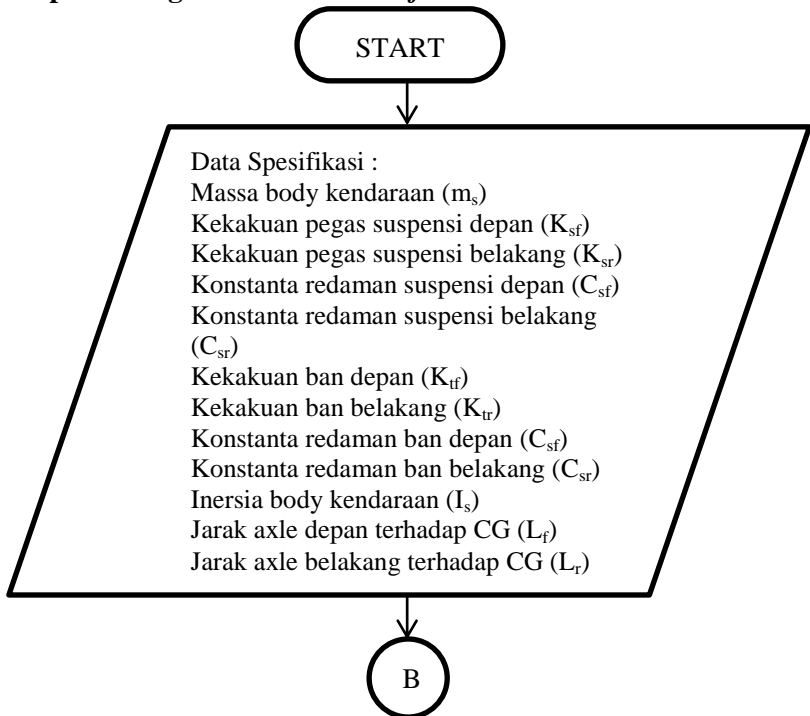


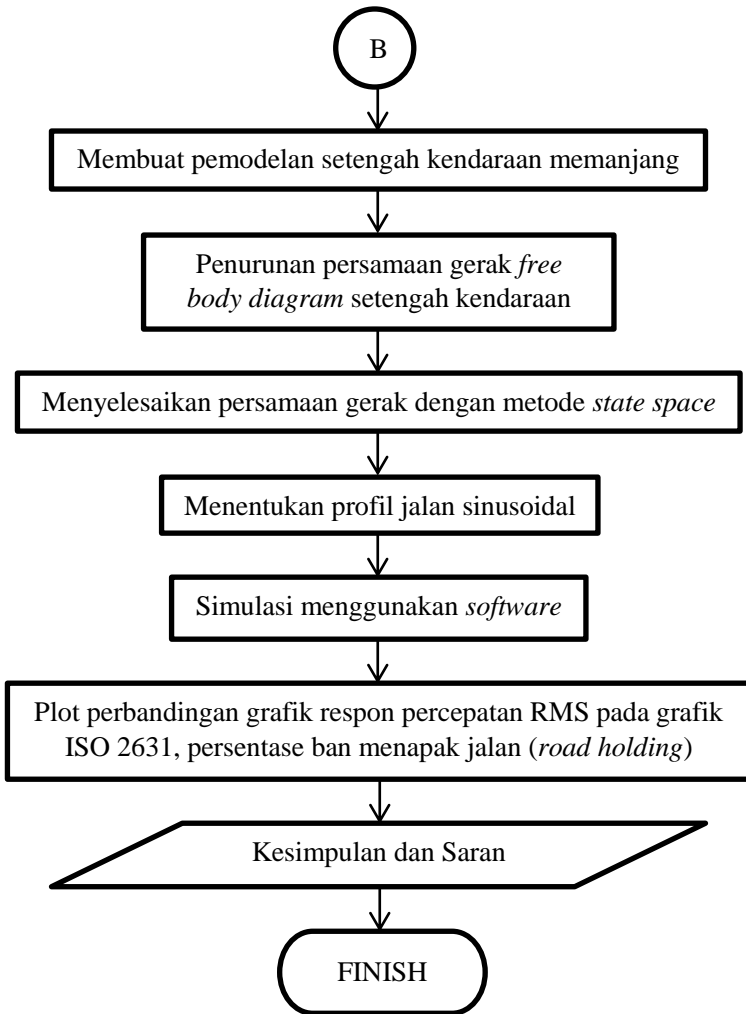
### 3.4 Prosedur Pengujian Suspensi

Untuk mengetahui persentase *road holding* pada mobil Toyota Fortuner. Prosedur pengujian tersebut sebagai berikut :

1. Roda depan diletakkan pada alat uji;
2. Alat uji dihidupkan dengan input berupa eksitasi sinusoidal, alat uji memberikan getaran hingga frekuensi resonansi, kemudian eksitasi dari alat uji akan mati.
3. Hasil pada komputer berupa respon getaran, persentase *road holding*, serta frekuensi resonansi;
4. Dilakukan pengujian yang sama pada roda belakang.

### 3.5 Flowchart Simulasi Kenyamanan dan Keamanan Suspensi dengan Pemodelan *Half Car*





### 3.6 Prosedur Analisis Sistem Suspensi

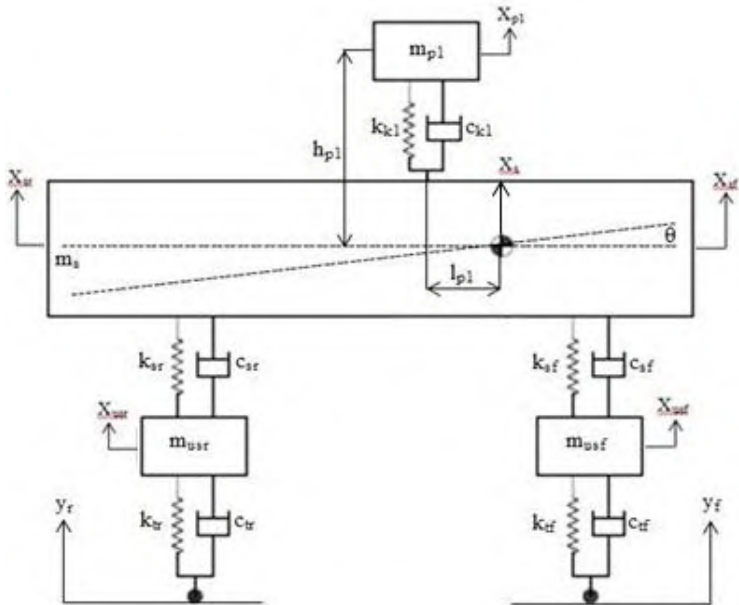
Langkah-langkah yang akan dilakukan untuk menganalisa kenyamanan dan kestabilan respon sistem suspensi mobil Toyota Fortuner adalah sebagai berikut :

1. Langkah awal adalah memodelkan sistem suspensi mobil Toyota Fortuner sebagai model setengah kendaraan memanjang.
2. Didapatkan FBD (*Free Body Diagram*), kemudian dengan menggunakan hukum Newton ke-2 didapatkan persamaan gerak.
3. Persamaan gerak tersebut diselesaikan dengan metode state space.
4. Memasukkan parameter data dari kendaraan berupa massa kendaraan, kekakuan pegas suspensi, kekakuan ban, konstanta redaman suspensi, konstanta redaman ban, kekakuan bantalan kursi dan redaman bantalan kursi.
5. Memodelkan persamaan dengan input jalan sinusoidal dengan menggunakan software simulasi.
6. Didapatkan hasil perbandingan kualitas kenyamanan antara suspensi aktual dan suspensi redesain dilihat dari respon percepatan dan perpindahan pengemudi.
7. Didapatkan hasil perbandingan kualitas keamanan antara suspensi aktual dan suspensi redesain dilihat dari gaya normal yang bekerja pada ban.

### **3.7 Pemodelan Dinamis Mobil Toyota Fortuner**

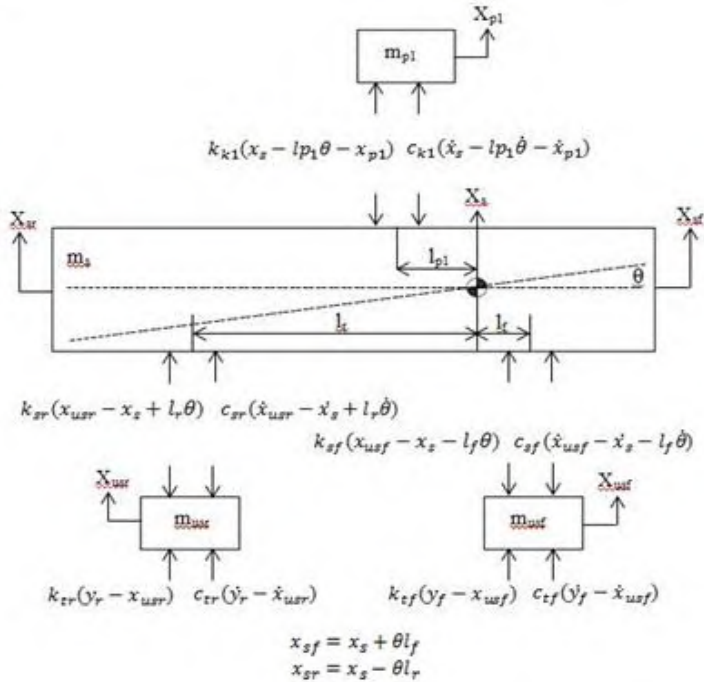
Dalam penelitian ini, digunakan pemodelan dinamis setengah kendaraan (*half-car*) memanjang untuk menganalisa respon kendaraan saat kondisi *pitching* (angguk). Pemodelan kendaraan *half-car* pada penelitian ini terdiri dari 3 variasi *degree of freedom (dof)* berdasarkan jumlah penumpang kendaraan.

### 3.7.1 Pemodelan Dinamis dengan Massa Penumpang Kursi Depan



Gambar 3. 1 Model Dinamis Kendaraan dengan Satu Massa Penumpang

Pada gambar 3.1 model *half-car* kendaraan dianggap terdiri dari massa *sprung* yang bergerak secara vertikal dan *pitching* (angguk), dua massa *unsprung* yang bergerak vertikal, serta satu massa penumpang yang bergerak vertikal. Sehingga *free body diagram* dari gambar 3.1 adalah sebagai berikut :



Gambar 3. 2 *Free Body Diagram* dari Pemodelan Dinamis Kendaraan dengan Satu Massa Penumpang

Dimana :

- $m_{usf}$  : massa *unsprung* depan
- $m_{usr}$  : massa *unsprung* belakang
- $m_s$  : massa *sprung*
- $m_{p1}$  : massa pengemudi
- $h_{p1}$  : tinggi pengemudi terhadap *center of gravity*
- $l_f$  : jarak ban depan terhadap *center of gravity*
- $l_r$  : jarak ban belakang terhadap *center of gravity*
- $l_{p1}$  : jarak pengemudi terhadap *center of gravity*
- $k_{tf}$  : konstanta kekakuan ban depan
- $k_{tr}$  : konstanta kekakuan ban belakang
- $k_{sf}$  : konstanta kekakuan suspensi depan



$k_{sr}$	: konstanta kekakuan suspensi belakang
$k_{k1}$	: konstanta kekakuan kursi depan
$c_{tf}$	: konstanta redaman ban depan
$c_{tr}$	: konstanta redaman ban belakang
$c_{sf}$	: konstanta redaman suspensi depan
$c_{sr}$	: konstanta redaman suspensi belakang
$c_{k1}$	: konstanta redaman kursi depan
$y_f$	: eksitasi jalan roda depan
$y_r$	: eksitasi jalan roda belakang
$x_{usf}$	: respon perpindahan massa <i>unsprung</i> depan
$x_{usr}$	: respon perpindahan massa <i>unsprung</i> belakang
$x_s$	: respon perpindahan massa <i>sprung</i>
$x_{p1}$	: respon perpindahan massa pengemudi
$\theta$	: sudut <i>pitching</i> massa <i>sprung</i>

Dari *free body diagram* diatas dapat ditulis persamaan gerak untuk keempat massa :

Persamaan gerak massa penumpang 1 kendaraan :

$$\sum F = m_{p1}\ddot{x}_{p1}$$

$$k_{k1}(x_s - l_{p1}\theta - x_{p1}) + c_{k1}(\dot{x}_s - l_{p1}\dot{\theta} - \dot{x}_{p1}) = m_{p1}\ddot{x}_{p1}$$

Persamaan gerak massa *sprung* kendaraan :

$$\sum F = m_s\ddot{x}_s$$

$$k_{sf}(x_{usf} - x_s - l_f\theta) + c_{sf}(\dot{x}_{usf} - \dot{x}_s - l_f\dot{\theta}) + k_{sr}(x_{usr} - x_s + l_r\theta) + c_{sr}(\dot{x}_{usr} - \dot{x}_s - l_r\dot{\theta}) - k_{k1}(x_s - l_{p1}\theta - x_{p1}) - c_{k1}(\dot{x}_s - l_{p1}\dot{\theta} - \dot{x}_{p1}) = m_s\ddot{x}_s$$

$$\sum M = I_s\ddot{\theta}$$

$$k_{sf}l_f(x_{usf} - x_s - l_f\theta) + c_{sf}l_f(\dot{x}_{usf} - \dot{x}_s - l_f\dot{\theta}) - k_{sr}l_r(x_{usr} - x_s + l_r\theta) - c_{sr}l_r(\dot{x}_{usr} - \dot{x}_s - l_r\dot{\theta}) + k_{k1}l_{p1}(x_s - l_{p1}\theta - x_{p1}) + c_{k1}l_{p1}(\dot{x}_s - l_{p1}\dot{\theta} - \dot{x}_{p1}) = I_s\ddot{\theta}$$

Persamaan gerak massa *unsprung* depan :

$$\sum F = m_{usf}\ddot{x}_{usf}$$

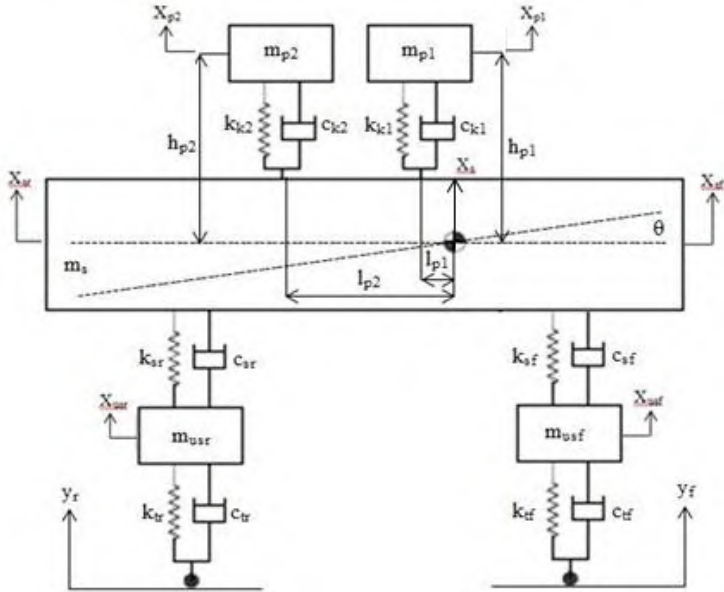
$$k_{tf}(y_f - x_{usf}) + c_{tf}(\dot{y}_f - \dot{x}_{usf}) - k_{sf}(x_{usf} - x_s - l_f\theta) - c_{sf}(\dot{x}_{usf} - \dot{x}_s - l_f\dot{\theta}) = m_{usf}\ddot{x}_{usf}$$

Persamaan gerak massa *unsprung* belakang :

$$\sum F = m_{usr}\ddot{x}_{usr}$$

$$k_{tr}(y_r - x_{usr}) + c_{tr}(\dot{y}_r - \dot{x}_{usr}) - k_{sr}(x_{usr} - x_s + l_r\theta) - c_{sr}(\dot{x}_{usr} - \dot{x}_s + l_r\dot{\theta}) = m_{usr}\ddot{x}_{usr}$$

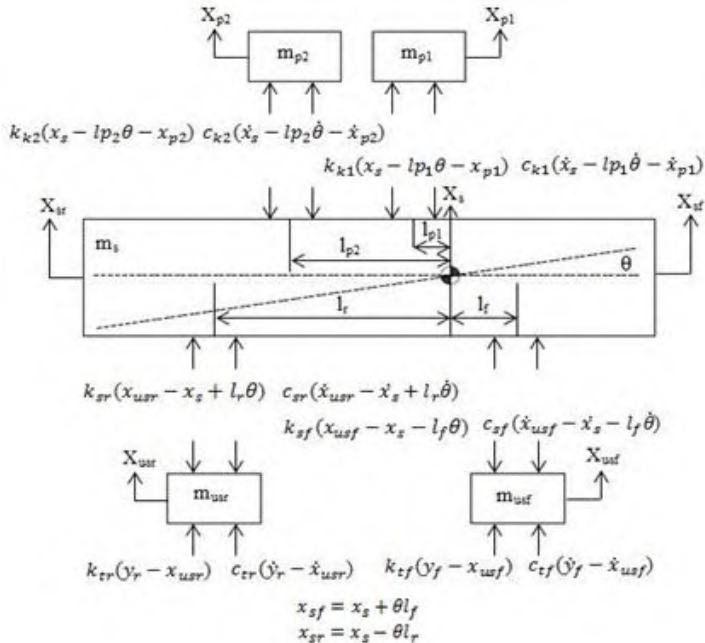
### 3.7.2 Pemodelan Dinamis dengan Massa Penumpang Kursi Depan dan Tengah



Gambar 3. 3 Model Dinamis Kendaraan dengan Dua Massa Penumpang

Pada gambar 3.3 model *half-car* kendaraan dianggap terdiri dari massa *sprung* yang bergerak secara vertikal dan *pitching* (anguk), dua massa *unsprung* yang bergerak vertikal, serta dua

massa penumpang yang bergerak vertikal. Sehingga *free body diagram* dari gambar 3.3 adalah sebagai berikut :



Gambar 3. 4 *Free Body Diagram* dari Pemodelan Dinamis Kendaraan dengan Dua Massa Penumpang

Dimana :

- $m_{p2}$  : massa penumpang kursi tengah
- $h_{p2}$  : tinggi penumpang kursi tengah terhadap *center of gravity*
- $l_{p2}$  : jarak penumpang kursi tengah terhadap *center of gravity*

Dari *free body diagram* diatas dapat ditulis persamaan gerak untuk kelima massa :

Persamaan gerak massa penumpang 1 kendaraan :

$$\begin{aligned}\Sigma F &= m_{p1}\ddot{x}_{p1} \\ k_{k1}(x_s - l_{p1}\theta - x_{p1}) + c_{k1}(\dot{x}_s - l_{p1}\dot{\theta} - \dot{x}_{p1}) &= m_{p1}\ddot{x}_{p1}\end{aligned}$$

Persamaan gerak massa penumpang 2 kendaraan :

$$\begin{aligned}\Sigma F &= m_{p2}\ddot{x}_{p2} \\ k_{k2}(x_s - l_{p2}\theta - x_{p2}) + c_{k2}(\dot{x}_s - l_{p2}\dot{\theta} - \dot{x}_{p2}) &= m_{p2}\ddot{x}_{p2}\end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *sprung* kendaraan :

$$\begin{aligned}\Sigma F &= m_s\ddot{x}_s \\ k_{sf}(x_{usf} - x_s - l_f\theta) + c_{sf}(\dot{x}_{usf} - \dot{x}_s - l_f\dot{\theta}) + k_{sr}(x_{usr} - x_s + \\ l_r\theta) + c_{sr}(\dot{x}_{usr} - \dot{x}_s - l_r\dot{\theta}) - k_{k1}(x_s - l_{p1}\theta - x_{p1}) - \\ c_{k1}(\dot{x}_s - l_{p1}\dot{\theta} - \dot{x}_{p1}) - k_{k2}(x_s - l_{p2}\theta - x_{p2}) - c_{k2}(\dot{x}_s - \\ l_{p2}\dot{\theta} - \dot{x}_{p2}) &= m_s\ddot{x}_s\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma M &= I_s\ddot{\theta} \\ k_{sf}l_f(x_{usf} - x_s - l_f\theta) + c_{sf}l_f(\dot{x}_{usf} - \dot{x}_s - l_f\dot{\theta}) - \\ k_{sr}l_r(x_{usr} - x_s + l_r\theta) - c_{sr}l_r(\dot{x}_{usr} - \dot{x}_s - l_r\dot{\theta}) + \\ k_{k1}l_{p1}(x_s - l_{p1}\theta - x_{p1}) + c_{k1}l_{p1}(\dot{x}_s - l_{p1}\dot{\theta} - \dot{x}_{p1}) + \\ k_{k2}l_{p2}(x_s - l_{p2}\theta - x_{p2}) + c_{k2}l_{p2}(\dot{x}_s - l_{p2}\dot{\theta} - \dot{x}_{p2}) &= I_s\ddot{\theta}\end{aligned}$$

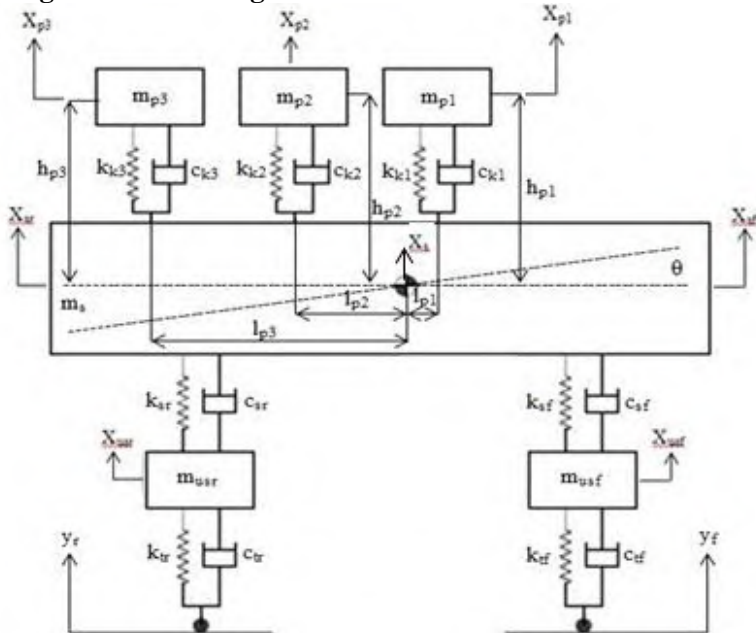
Persamaan gerak massa *unsprung* depan :

$$\begin{aligned}\Sigma F &= m_{usf}\ddot{x}_{usf} \\ k_{tf}(y_f - x_{usf}) + c_{tf}(\dot{y}_f - \dot{x}_{usf}) - k_{sf}(x_{usf} - x_s - l_f\theta) - \\ c_{sf}(\dot{x}_{usf} - \dot{x}_s - l_f\dot{\theta}) &= m_{usf}\ddot{x}_{usf}\end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *unsprung* belakang :

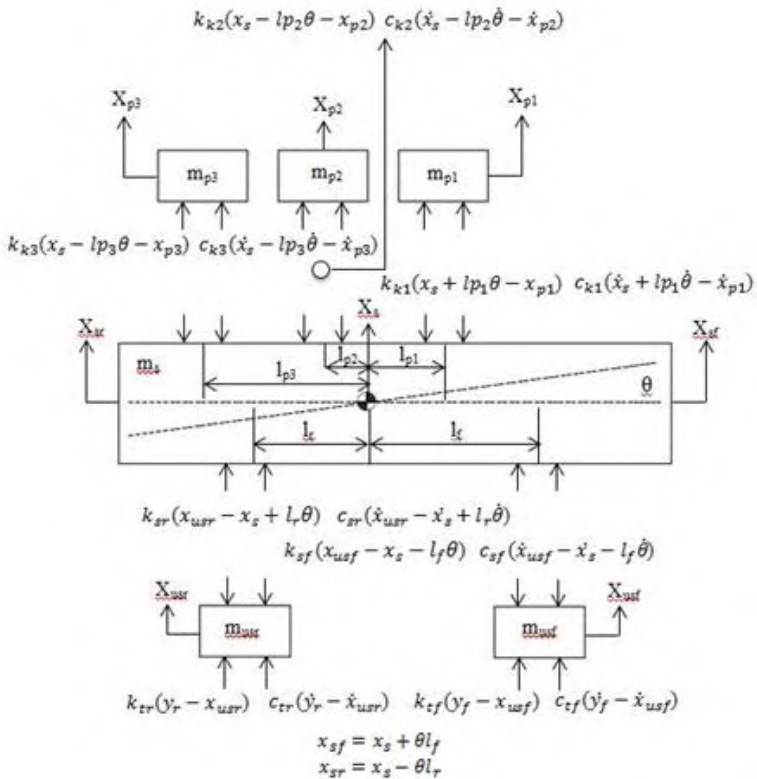
$$\begin{aligned}\Sigma F &= m_{usr}\ddot{x}_{usr} \\ k_{tr}(y_r - x_{usr}) + c_{tr}(\dot{y}_r - \dot{x}_{usr}) - k_{sr}(x_{usr} - x_s + l_r\theta) - \\ c_{sr}(\dot{x}_{usr} - \dot{x}_s - l_r\dot{\theta}) &= m_{usr}\ddot{x}_{usr}\end{aligned}$$

### 3.7.3 Pemodelan Dinamis dengan Penumpang Kursi Depan, Tengah dan Belakang



Gambar 3. 5 Model Dinamis Kendaraan dengan Tiga Massa Penumpang

Pada gambar 3.5 model *half-car* kendaraan dianggap terdiri dari massa *sprung* yang bergerak secara vertikal dan *pitching* (angguk), dua massa *unsprung* yang bergerak vertikal, serta tiga massa penumpang yang bergerak vertikal. Sehingga *free body diagram* dari gambar 3.5 adalah sebagai berikut :



Gambar 3. 6 *Free Body Diagram* dari Pemodelan Dinamis Kendaraan dengan Tiga Massa Penumpang

Dimana :

- $m_{p3}$  : massa penumpang kursi belakang
- $h_{p3}$  : tinggi penumpang kursi belakang terhadap *center of gravity*
- $l_{p3}$  : jarak penumpang kursi belakang terhadap *center of gravity*

Dari *free body diagram* diatas dapat ditulis persamaan gerak untuk keenam massa :

Persamaan gerak massa penumpang 1 kendaraan :

$$\sum F = m_{p1}\ddot{x}_{p1}$$

$$k_{k1}(x_s - lp_1\theta - x_{p1}) + c_{k1}(\dot{x}_s - lp_1\dot{\theta} - \dot{x}_{p1}) = m_{p1}\ddot{x}_{p1}$$

Persamaan gerak massa penumpang 2 kendaraan :

$$\sum F = m_{p2}\ddot{x}_{p2}$$

$$k_{k2}(x_s - lp_2\theta - x_{p2}) + c_{k2}(\dot{x}_s - lp_2\dot{\theta} - \dot{x}_{p2}) = m_{p2}\ddot{x}_{p2}$$

Persamaan gerak massa penumpang 3 kendaraan :

$$\sum F = m_{p3}\ddot{x}_{p3}$$

$$k_{k3}(x_s - lp_3\theta - x_{p3}) + c_{k3}(\dot{x}_s - lp_3\dot{\theta} - \dot{x}_{p3}) = m_{p3}\ddot{x}_{p3}$$

Persamaan gerak massa *sprung* kendaraan :

$$\sum F = m_s\ddot{x}_s$$

$$\begin{aligned} & k_{sf}(x_{usf} - x_s - l_f\theta) + c_{sf}(\dot{x}_{usf} - \dot{x}_s - l_f\dot{\theta}) + k_{sr}(x_{usr} - x_s + \\ & l_r\theta) + c_{sr}(\dot{x}_{usr} - \dot{x}_s - l_r\dot{\theta}) - k_{k1}(x_s + lp_1\theta - x_{p1}) - \\ & c_{k1}(\dot{x}_s + lp_1\dot{\theta} - \dot{x}_{p1}) - k_{k2}(x_s - lp_2\theta - x_{p2}) - c_{k2}(\dot{x}_s - \\ & lp_2\dot{\theta} - \dot{x}_{p2}) - k_{k3}(x_s - lp_3\theta - x_{p3}) - c_{k3}(\dot{x}_s - lp_3\dot{\theta} - \dot{x}_{p3}) = \\ & m_s\ddot{x}_s \end{aligned}$$

$$\sum M = I_s\ddot{\theta}$$

$$\begin{aligned} & k_{sf}l_f(x_{usf} - x_s - l_f\theta) + c_{sf}l_f(\dot{x}_{usf} - \dot{x}_s - l_f\dot{\theta}) - \\ & k_{sr}l_r(x_{usr} - x_s + l_r\theta) - c_{sr}l_r(\dot{x}_{usr} - \dot{x}_s - l_r\dot{\theta}) - \\ & k_{k1}lp_1(x_s + lp_1\theta - x_{p1}) - c_{k1}lp_1(\dot{x}_s + lp_1\dot{\theta} - \dot{x}_{p1}) + \\ & k_{k2}lp_2(x_s - lp_2\theta - x_{p2}) + c_{k2}lp_2(\dot{x}_s - lp_2\dot{\theta} - \dot{x}_{p2}) + \\ & k_{k3}lp_3(x_s - lp_3\theta - x_{p3}) + c_{k3}lp_3(\dot{x}_s - lp_3\dot{\theta} - \dot{x}_{p3}) = I_s\ddot{\theta} \end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *unsprung* depan :

$$\sum F = m_{usf}\ddot{x}_{usf}$$

$$\begin{aligned} & k_{tf}(y_f - x_{usf}) + c_{tf}(\dot{y}_f - \dot{x}_{usf}) - k_{sf}(x_{usf} - x_s - l_f\theta) - \\ & c_{sf}(\dot{x}_{usf} - \dot{x}_s - l_f\dot{\theta}) = m_{usf}\ddot{x}_{usf} \end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *unsprung* belakang :

$$\begin{aligned} \Sigma F &= m_{usr} \ddot{x}_{usr} \\ k_{tr}(y_r - x_{usr}) + c_{tr}(\dot{y}_r - \dot{x}_{usr}) - k_{sr}(x_{usr} - x_s + l_r \theta) - \\ c_{sr}(\dot{x}_{usr} - \dot{x}_s - l_r \dot{\theta}) &= m_{usr} \ddot{x}_{usr} \end{aligned}$$



## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Data Spesifikasi Mobil Toyota Fortuner

Pada tugas akhir ini diperlukan data-data spesifikasi kendaraan sebelum dilakukan analisis dan perhitungan. Adapun spesifikasi dari mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4x4) adalah sebagai berikut.

Tabel 4. 1 Spesifikasi Mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4x4)

<b>Spesifikasi Toyota Fortuner 4.0 2013</b>	
<b>Dimensi</b>	
Panjang keseluruhan	4705 mm
Lebar keseluruhan	1840 mm
Jarak sumbu roda (L)	2750 mm
Jarak pijak roda depan ( $t_f$ )	1540 mm
Jarak pijak roda belakang ( $t_r$ )	1540 mm
Jarak suspensi depan ( $b_f$ )	1080 mm
Jarak suspensi belakang ( $b_r$ )	1080 mm
Radius belok minimum ( $R_{ack}$ )	5900 mm
<b>Massa Kendaraan</b>	
Massa total (W)	1865,5 kg
Massa kendaraan pada bagian depan ( $W_f$ )	1031 kg
Massa kendaraan pada bagian belakang ( $W_r$ )	834,5 kg
Inersia Kendaraan ( $I_s$ )	2000 kgm <sup>2</sup>
<b>Suspensi</b>	
Depan	<i>Double wishbone with coil spring &amp; stabilizer</i>
Belakang	<i>4 Link with Lateral Rod &amp; coil spring</i>
Koefisien pegas suspensi depan ( $K_f$ )	73750 N/m
Koefisien pegas suspensi belakang ( $K_r$ )	53500 N/m

Koefisien redaman depan ( $C_{sf}$ )	8315 Ns/m
Koefisien redaman belakang ( $C_{sr}$ )	3647,6 Ns/m
Diameter <i>coil</i> suspensi depan	11,40 cm
Diameter kawat suspensi depan	1,638 cm
Lilitan aktif suspensi depan	6
Diameter <i>coil</i> suspensi belakang	12,305 cm
Diameter kawat suspensi belakang	1,55 cm
Lilitan aktif suspensi belakang	5
<b>Aerodinamika</b>	
Luas frontal kendaraan ( $A_f$ )	2,48 m <sup>2</sup>
Massa jenis angin ( $\rho$ )	1,23 Kg/m <sup>3</sup>
Koefisien drag ( $C_d$ )	0,38
<b>Ban</b>	
Tipe ban	265 / 65 R17
Jenis ban	Radial
Diameter <i>rims</i>	17 in
Lebar ban	265 mm
Massa ban	31 kg

## 4.2 Desain Sistem Suspensi

### 4.2.1 Perhitungan Kekakuan dan Redaman Ban

Ban yang digunakan pada mobil Toyota Fortuner adalah ban tipe radial yang diasumsikan berukuran 13in sesuai dengan percobaan yang dilakukan oleh *philips*. Tekanan ban yang digunakan yaitu tekanan ban standar untuk mobil Toyota Fortuner sebesar 30 psi, maka berdasarkan persamaan 2.2 yang dibuat oleh *philips* dapat dihitung kekakuan ban sebagai berikut:

$$K_t = 430.0 + 27.9167(Pi)$$

$$K_t = 430.0 + 27.9167(30)$$

$$K_t = 1267.501 \frac{lb}{in} = 221973.438 \text{ N/m}$$

Kontanta redaman ban menggunakan hasil percobaan dari *philips* untuk ban radial dengan tekanan asumsi sebesar 30 psi, sehingga dari tabel 2.1 didapatkan konstanta redaman ban sebesar 3430 Ns/m.

#### 4.2.2 Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi

Nilai konstanta kekakuan dan redaman bantalan kursi diambil dari hasil percobaan yang telah dilakukan oleh *Yasmin Garcia-Mendez, BS.*, beserta rekan-rekannya yang terdapat pada tabel 2.2. Dengan asumsi berat penumpang sebesar 70kg, maka *preload* yang bekerja pada bantalan adalah sekitar 700N. Kemudian dengan mengasumsikan tipe bantalan yang dipakai adalah ROHO LOW PROFILE, maka nilai konstanta kekakuan bantalan adalah 65900 N/m dan nilai konstanta redaman adalah 855 Ns/m.

#### 4.3 Perhitungan Letak Titik Berat Kendaraan

Adanya variasi dari beban penumpang mempengaruhi posisi titik berat kendaraan, maka dilakukan perhitungan posisi titik berat kendaraan. Berdasarkan persamaan 2. sekian maka diperoleh hasil sebagai berikut :

Tabel 4. 2 Posisi Titik Berat Kendaraan Berdasarkan Variasi Penumpang.

Beban	a (m)	Massa (kg)	$L_f$ (m)	$L_r$ (m)	h (m)
Kursi Depan	1, 37	140	1,240	1,510	0,417
Kursi Depan dan Tengah	2, 14	280	1,299	1,451	0,439
Kursi Depan dan Belakang	3, 05	490	1,455	1,295	0,467

#### 4.4 Persamaan *State Space*

##### 4.4.1 Persamaan *State Space* Satu Massa Penumpang

Berdasarkan persamaan gerak model *half car* memanjang yang sudah disusun pada sub bab 3.4.1 sebelumnya, dapat dibuat persamaan *state space* sebagai berikut :

Persamaan gerak massa penumpang kursi depan kendaraan :

$$\ddot{x}_{p1} = \frac{1}{m_{p1}} [k_{k1}x_s - k_{k1}lp_1\theta - k_{k1}x_{p1} + c_{k1}\dot{x}_s - c_{k1}lp_1\dot{\theta} - c_{k1}\dot{x}_{p1}]$$

Persamaan gerak massa *sprung* kendaraan :

$$\ddot{x}_s = \frac{1}{m_s} [k_{sf}x_{usf} + c_{sf}\dot{x}_{usf} + k_{sr}x_{usr} + c_{sr}\dot{x}_{usr} + k_{k1}x_{p1} + c_{k1}\dot{x}_{p1} - (k_{sf} + k_{sr} + k_{k1})x_s - (c_{sf} + c_{sr} + c_{k1})\dot{x}_s - (k_{sf}l_f - k_{sr}l_r - k_{k1}lp_1)\theta - (c_{sf}l_f - c_{sr}l_r - c_{k1}lp_1)\dot{\theta}]$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I_s} [k_{sf}l_fx_{usf} + c_{sf}l_f\dot{x}_{usf} - k_{sr}l_rx_{usr} - c_{sr}l_r\dot{x}_{usr} - k_{k1}lp_1x_{p1} - c_{k1}lp_1\dot{x}_{p1} - (k_{sf}l_f - k_{sr}l_r - k_{k1}lp_1)x_s - (c_{sf}l_f - c_{sr}l_r - c_{k1}lp_1)\dot{x}_s - (k_{sf}l_f^2 + k_{sr}l_r^2 + k_{k1}lp_1^2)\theta - (c_{sf}l_f^2 + c_{sr}l_r^2 + c_{k1}lp_1^2)\dot{\theta}]$$

Persamaan gerak massa *unsprung* depan :

$$\ddot{x}_{usf} = \frac{1}{m_{usf}} [k_{tf}y_f + c_{tf}\dot{y}_f - k_{tf}x_{usf} - c_{tf}\dot{x}_{usf} - k_{sf}x_{usf} - c_{sf}\dot{x}_{usf} + k_{sf}x_s + c_{sf}\dot{x}_s + k_{sf}l_f\theta + c_{sf}l_f\dot{\theta}]$$

Persamaan gerak massa *unsprung* belakang :

$$\ddot{x}_{usr} = \frac{1}{m_{usr}} [k_{tr}y_r + c_{tr}\dot{y}_r - k_{tr}x_{usr} - c_{tr}\dot{x}_{usr} - k_{sr}x_{usr} - c_{sr}\dot{x}_{usr} + k_{sr}x_s + c_{sr}\dot{x}_s + k_{sr}l_r\theta + c_{sr}l_r\dot{\theta}]$$

Persamaan *state variable* tersebut dapat dituliskan dalam bentuk matriks yang dijelaskan pada Lampiran 1 sesuai dengan perumusan umum *state space* sebagai berikut:

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + B(t)U(t)$$

$$Y(t) = C(t)X(t) + D(t)U(t)$$

#### 4.4.2 Persamaan *State Space* Dua Massa Penumpang

Berdasarkan persamaan gerak model *half car* memanjang yang sudah disusun pada sub bab 3.4.2 sebelumnya, dapat dibuat persamaan *state space* sebagai berikut :

Persamaan gerak massa penumpang kursi depan kendaraan :

$$\ddot{x}_{p1} = \frac{1}{m_{p1}} [k_{k1}x_s - k_{k1}lp_1\theta - k_{k1}x_{p1} + c_{k1}\dot{x}_s - c_{k1}lp_1\dot{\theta} - c_{k1}\dot{x}_{p1}]$$

Persamaan gerak massa penumpang kursi tengah kendaraan :

$$\ddot{x}_{p2} = \frac{1}{m_{p2}} [k_{k2}x_s - k_{k2}lp_2\theta - k_{k2}x_{p2} + c_{k2}\dot{x}_s - c_{k2}lp_2\dot{\theta} - c_{k2}\dot{x}_{p2}]$$

Persamaan gerak massa *sprung* kendaraan :

$$\begin{aligned} \ddot{x}_s = \frac{1}{m_s} [ & k_{sf}x_{usf} + c_{sf}\dot{x}_{usf} + k_{sr}x_{usr} + c_{sr}\dot{x}_{usr} + k_{k1}x_{p1} + \\ & c_{k1}\dot{x}_{p1} + k_{k2}x_{p2} + c_{k2}\dot{x}_{p2} - (k_{sf} + k_{sr} + k_{k1} + k_{k2})x_s - \\ & (c_{sf} + c_{sr} + c_{k1} + c_{k2})\dot{x}_s - (k_{sf}l_f - k_{sr}l_r - k_{k1}lp_1 - \\ & k_{k2}lp_2)\theta - (c_{sf}l_f - c_{sr}l_r - c_{k1}lp_1 - c_{k2}lp_2)\dot{\theta}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} = \frac{1}{I_s} [ & k_{sf}l_fx_{usf} + c_{sf}l_f\dot{x}_{usf} - k_{sr}l_rx_{usr} - c_{sr}l_r\dot{x}_{usr} - \\ & k_{k1}lp_1x_{p1} - c_{k1}lp_1\dot{x}_{p1} - k_{k2}lp_2x_{p2} - c_{k2}lp_2\dot{x}_{p2} - \\ & (k_{sf}l_f - k_{sr}l_r - k_{k1}lp_1 - k_{k2}lp_2)x_s - (c_{sf}l_f - c_{sr}l_r - \\ & c_{k1}lp_1 - c_{k2}lp_2)\dot{x}_s - (k_{sf}l_f^2 + k_{sr}l_r^2 + k_{k1}lp_1^2 + \\ & k_{k2}lp_2^2)\theta - (c_{sf}l_f^2 + c_{sr}l_r^2 + c_{k1}lp_1^2 + c_{k2}lp_2^2)\dot{\theta}] \end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *unsprung* depan :

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{usf} = \frac{1}{m_{usf}} [ & k_{tf}y_f + c_{tf}\dot{y}_f - k_{tf}x_{usf} - c_{tf}\dot{x}_{usf} - k_{sf}x_{usf} - \\ & c_{sf}\dot{x}_{usf} + k_{sf}x_s + c_{sf}\dot{x}_s + k_{sf}l_f\theta + c_{sf}l_f\dot{\theta}] \end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *unsprung* belakang :

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{usr} = \frac{1}{m_{usr}} [ & k_{tr}y_r + c_{tr}\dot{y}_r - k_{tr}x_{usr} - c_{tr}\dot{x}_{usr} - k_{sr}x_{usr} - \\ & c_{sr}\dot{x}_{usr} + k_{sr}x_s + c_{sr}\dot{x}_s + k_{sr}l_r\theta + c_{sr}l_r\dot{\theta}] \end{aligned}$$

Persamaan *state variable* tersebut dapat dituliskan dalam bentuk matriks yang dijelaskan pada Lampiran 2 sesuai dengan perumusan umum *state space* sebagai berikut:

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + B(t)U(t)$$

$$Y(t) = C(t)X(t) + D(t)U(t)$$

#### 4.4.3 Persamaan *State Space* Tiga Massa Penumpang

Berdasarkan persamaan gerak model *half car* memanjang yang sudah disusun pada sub bab 3.4.3 sebelumnya, dapat dibuat persamaan *state space* sebagai berikut :

Persamaan gerak massa penumpang kursi depan kendaraan :

$$\ddot{x}_{p1} = \frac{1}{m_{p1}} [k_{k1}x_s + k_{k1}lp_1\theta - k_{k1}x_{p1} + c_{k1}\dot{x}_s + c_{k1}lp_1\dot{\theta} - c_{k1}\dot{x}_{p1}]$$

Persamaan gerak massa penumpang kursi tengah kendaraan :

$$\ddot{x}_{p2} = \frac{1}{m_{p2}} [k_{k2}x_s - k_{k2}lp_2\theta - k_{k2}x_{p2} + c_{k2}\dot{x}_s - c_{k2}lp_2\dot{\theta} - c_{k2}\dot{x}_{p2}]$$

Persamaan gerak massa penumpang kursi belakang kendaraan :

$$\ddot{x}_{p3} = \frac{1}{m_{p3}} [k_{k3}x_s - k_{k3}lp_3\theta - k_{k3}x_{p3} + c_{k3}\dot{x}_s - c_{k3}lp_3\dot{\theta} - c_{k3}\dot{x}_{p3}]$$

Persamaan gerak massa *sprung* kendaraan :

$$\begin{aligned} \ddot{x}_s = & \frac{1}{m_s} [k_{sf}x_{usf} + c_{sf}\dot{x}_{usf} + k_{sr}x_{usr} + c_{sr}\dot{x}_{usr} + k_{k1}x_{p1} + \\ & c_{k1}\dot{x}_{p1} + k_{k2}x_{p2} + c_{k2}\dot{x}_{p2} + k_{k3}x_{p3} + c_{k3}\dot{x}_{p3} - (k_{sf} + k_{sr} + \\ & k_{k1} + k_{k2} + k_{k3})x_s - (c_{sf} + c_{sr} + c_{k1} + c_{k2} + c_{k3})\dot{x}_s - \\ & (k_{sf}l_f - k_{sr}l_r + k_{k1}lp_1 - k_{k2}lp_2 - k_{k3}lp_3)\theta - (c_{sf}l_f - \\ & c_{sr}l_r + c_{k1}lp_1 - c_{k2}lp_2 - c_{k3}lp_3)\dot{\theta}] \\ \ddot{\theta} = & \frac{1}{I_s} [k_{sf}l_fx_{usf} + c_{sf}l_f\dot{x}_{usf} - k_{sr}l_rx_{usr} - c_{sr}l_r\dot{x}_{usr} + \\ & k_{k1}lp_1x_{p1} - c_{k1}lp_1\dot{x}_{p1} - k_{k2}lp_2x_{p2} - c_{k2}lp_2\dot{x}_{p2} - k_{k3}lp_3x_{p3} - \\ & c_{k3}lp_3\dot{x}_{p3} - (k_{sf}l_f - k_{sr}l_r + k_{k1}lp_1 - k_{k2}lp_2 - k_{k3}lp_3)x_s - \\ & (c_{sf}l_f - c_{sr}l_r + c_{k1}lp_1 - c_{k2}lp_2 - c_{k3}lp_3)\dot{x}_s - (k_{sf}l_f^2 + \\ & k_{sr}l_r^2 + k_{k1}lp_1^2 + k_{k2}lp_2^2 + k_{k3}lp_3^2)\theta - (c_{sf}l_f^2 + c_{sr}l_r^2 + \\ & c_{k1}lp_1^2 + c_{k2}lp_2^2 + c_{k3}lp_3^2)\dot{\theta}] \end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *unsprung* depan :

$$\ddot{x}_{usf} = \frac{1}{m_{usf}} [k_{tf}y_f + c_{tf}\dot{y}_f - k_{tf}x_{usf} - c_{tf}\dot{x}_{usf} - k_{sf}x_{usf} - c_{sf}\dot{x}_{usf} + k_{sf}x_s + c_{sf}\dot{x}_s + k_{sf}l_f\theta + c_{sf}l_f\dot{\theta}]$$

Persamaan gerak massa *unsprung* belakang :

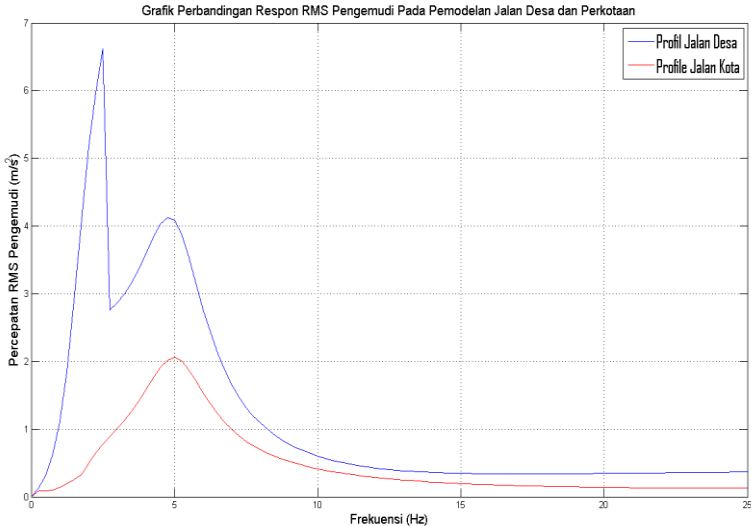
$$\ddot{x}_{usr} = \frac{1}{m_{usf}} [k_{tr}y_r + c_{tr}\dot{y}_r - k_{tr}x_{usr} - c_{tr}\dot{x}_{usr} - k_{sr}x_{usr} - c_{sr}\dot{x}_{usr} + k_{sr}x_s + c_{sr}\dot{x}_s + k_{sr}l_r\theta + c_{sr}l_r\dot{\theta}]$$

Persamaan *state variable* tersebut dapat dituliskan dalam bentuk matriks yang dijelaskan pada Lampiran 2 sesuai dengan perumusan umum *state space* sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{X}(t) &= A(t)X(t) + B(t)U(t) \\ Y(t) &= C(t)X(t) + D(t)U(t)\end{aligned}$$

#### **4.5 Perbandingan Kenyamanan Berdasarkan Profil Permukaan Jalan**

Pada tugas akhir ini, dilakukan simulasi untuk mengetahui kualitas kenyamanan mobil Toyota Fortuner berdasarkan profil permukaan jalan yang berbeda. Dengan Perbedaan permukaan jalan yang dimodelkan nantinya dapat diketahui tempat yang cocok dalam menggunakan mobil Toyota Fortuner. Profil jalan yang dimodelkan adalah profil jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 0,05 m dengan panjang gelombang 0,5 m yang mewakili profil jalan pada pedesaan serta profil jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 0,02 m dengan panjang gelombang 6 m yang mewakili profil jalan pada perkotaan.



Gambar 4. 1 Grafik Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Pada Profil Jalan Pedesaan dan Perkotaan

Pada gambar 4.1 menunjukkan perbandingan percepatan rms pengemudi untuk pemodelan dinamis satu massa penumpang, dimana massa penumpang ( $m_{p1}$ ) = 70 kg, pada profil jalan pedesaan dan perkotaan. Berdasarkan grafik tersebut dapat diketahui bahwa nilai percepatan maksimum yang diterima pengemudi pada jalan desa sebesar  $6,61 \text{ m/s}^2$  dan untuk jalan kota sebesar  $2,06 \text{ m/s}^2$ .

Perbedaan percepatan maksimum yang diterima oleh pengemudi mobil Toyota Fortuner pada dua profil jalan tersebut cukup signifikan. Apabila dibandingkan berdasarkan standar kenyamanan ISO 2631 dimana percepatan  $> 2 \text{ m/s}^2$  maka dapat disimpulkan bahwa desain mobil beserta sistem suspensi Toyota Fortuner lebih cocok untuk digunakan pada jalan di perkotaan. Sehingga redesain pegas suspensi selanjutnya akan disimulasikan berdasarkan profil jalan perkotaan.

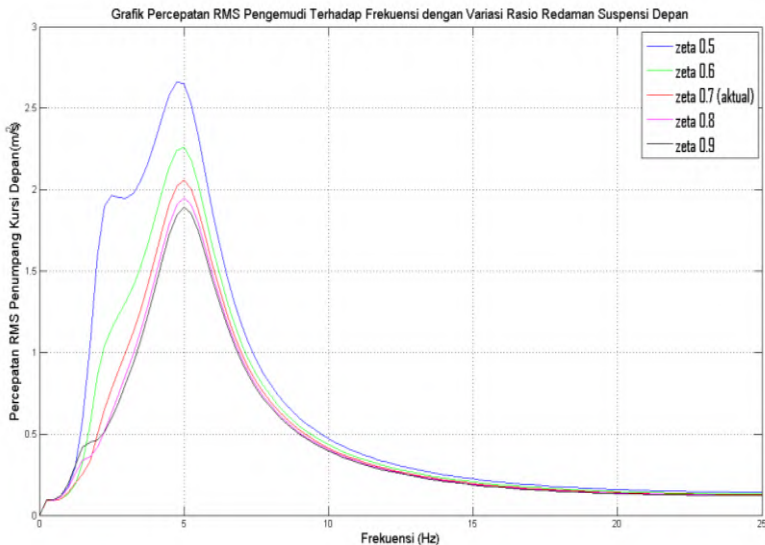


#### 4.6 Penentuan Konstanta Pegas Suspensi Redesain

Pada tugas akhir ini, untuk menentukan konstanta kekakuan pegas suspensi adalah dengan melakukan simulasi dengan pemodelan *half car* memanjang dan memvariasikan nilai rasio redamannya. Parameter utama untuk pemilihan konstanta kekakuan pegas ini adalah dari sisi kenyamanan kendaraan. Profil jalan yang digunakan dalam simulasi ini adalah profil jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 0,02 m dan panjang gelombang 6 m. Sedangkan pemodelan yang disimulasikan yaitu pemodelan satu massa penumpang dengan massa penumpang (mp1) sebesar 70 kg.

##### 4.6.1 Penentuan Konstanta Pegas Suspensi Depan

Dalam menentukan konstanta kekakuan pegas redesain untuk pegas suspensi depan, dilakukan simulasi untuk beberapa nilai rasio redaman. Berikut adalah grafik respon percepatan rms penumpang dengan beberapa variasi nilai rasio redaman:



Gambar 4. 2 Grafik Percepatan RMS Pengemudi Terhadap Frekuensi dengan Variasi Rasio Redaman Suspensi Depan

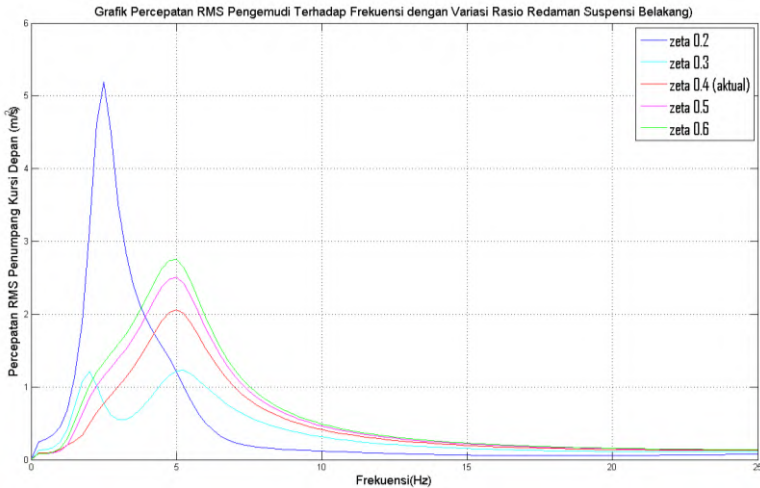
Berdasarkan grafik pada gambar 4.2 diketahui bahwa percepatan rms pengemudi untuk semua nilai rasio redaman memiliki nilai maksimum dikisaran frekuensi 5 hz. Percepatan rms pengemudi untuk semua nilai rasio redaman cenderung meningkat hingga frekuensi 5 hz kemudian bergerak menurun setelah frekuensi 5 hz .

Untuk rasio redaman 0,5 memiliki percepatan rms maksimum sebesar yaitu  $2,66 \text{ m/s}^2$ , rasio redaman 0,6 sebesar  $2,26 \text{ m/s}^2$ , rasio redaman 0,7 atau rasio redaman aktual sebesar  $2,06 \text{ m/s}^2$ , rasio redaman 0,8 sebesar  $1,95 \text{ m/s}^2$ , serta rasio redaman 0,9 sebesar  $1,89 \text{ m/s}^2$ .

Apabila ditinjau dari percepatan rms maksimum yang diterima oleh penumpang maka rasio redaman 0,9 merupakan yang terbaik, namun perlu diperhatikan kecepatan rata-rata operasional mobil Toyota Fortuner adalah 50 km/jam atau frekuensi 2,31 hz maka untuk suspensi depan dipilih rasio redaman 0,9 untuk redesain karena pada frekuensi 2,31 hz memiliki percepatan rms yang paling kecil. Sehingga berdasarkan persamaan pada subbab 2.3.2 maka diperoleh nilai kekakuan pegas untuk suspensi depan redesain sebesar 44631,61 N/m.

#### **4.6.2 Penentuan Konstanta Pegas Suspensi Belakang**

Dalam menentukan konstanta kekakuan pegas redesain untuk pegas suspensi belakang, dilakukan simulasi untuk beberapa nilai rasio redaman. Berikut adalah grafik respon percepatan rms penumpang dengan beberapa variasi nilai rasio redaman:



Gambar 4. 3 Grafik Percepatan RMS Pengemudi Terhadap Frekuensi dengan Variasi Rasio Redaman Suspensi Belakang

Berdasarkan grafik pada gambar 4.3, percepatan rms penumpang untuk semua nilai rasio redaman memiliki nilai maksimum dikisaran frekuensi 5 hz, kemudian cenderung bergerak turun seiring dengan meningkatnya frekuensi getaran. Namun pada rasio redaman 0,2 percepatan maksimumnya terjadi ada frekuensi 2,5 hz.

Untuk rasio redaman 0,2 memiliki percepatan rms maksimum sebesar yaitu  $5,19 \text{ m/s}^2$ , rasio redaman 0,3 sebesar  $1,22 \text{ m/s}^2$ , rasio redaman 0,4 atau rasio redaman aktual sebesar  $2,06 \text{ m/s}^2$ , rasio redaman 0,5 sebesar  $2,5 \text{ m/s}^2$ , serta rasio redaman 0,6 sebesar  $2,75 \text{ m/s}^2$ .

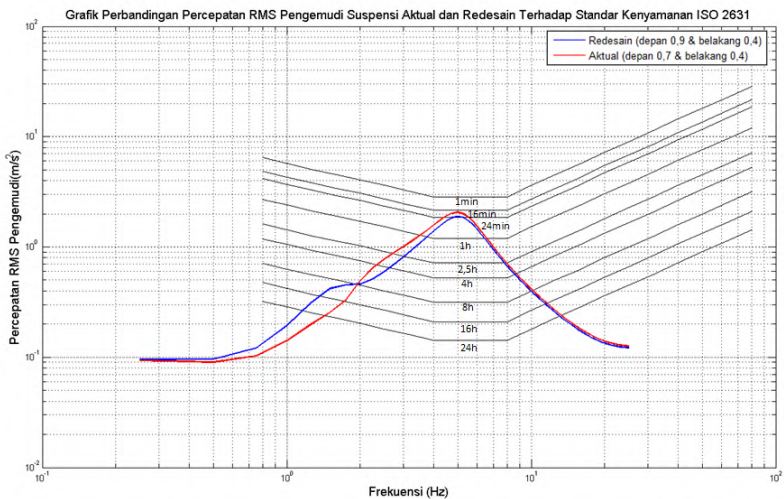
Apabila ditinjau dari percepatan rms maksimum yang diterima oleh penumpang maka ratio redaman 0,3 memiliki tingkat kenyamanan paling tinggi, namun perlu diperhatikan pada kecepatan operasional mobil Toyota Fortuner yaitu 50 km/jam atau frekuensi 2,31 hz rasio redaman 0,4 memiliki percepatan rms yang paling rendah jika dibandingkan dengan rasio redaman yang lain, maka tetap digunakan rasio 0,4 yang berarti dalam redesain

tetap digunakan kekakuan pegas yang sama dengan pegas aktual yaitu sebesar 53500 N/m.

## 4.7 Analisis Kenyamanan Sistem Suspensi

### 4.7.1 Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Suspensi Aktual dan Redesain

Setelah diperoleh nilai kekakuan pegas suspensi depan sebesar 44631,61 N/m dan suspensi belakang redesain sebesar 53500 N/m dilakukan simulasi pada pemodelan satu massa penumpang dengan massa penumpang (mp1) sebesar 70 kg untuk membandingkan respon percepatan rms suspensi aktual dan redesain dengan grafik standar kenyamanan ISO 2631.



Gambar 4. 4 Grafik Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Suspensi Aktual dan Redesain Terhadap Standar Kenyamanan ISO 2631

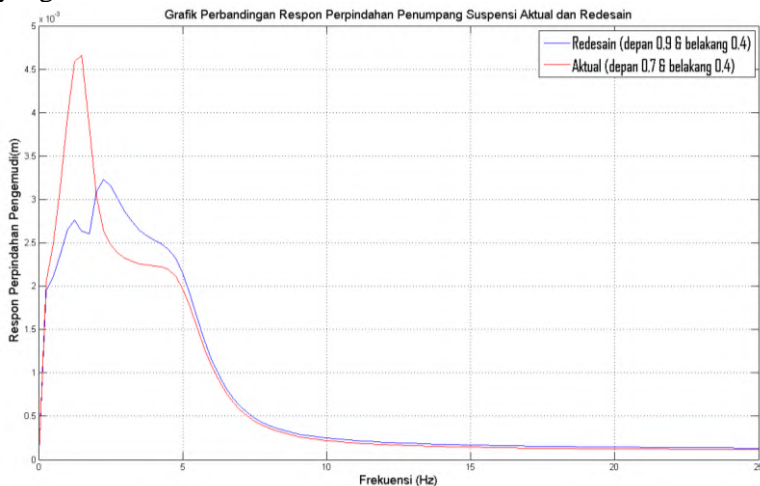
Gambar 4.4 menunjukkan perbandingan respon kenyamanan penumpang pada grafik kenyamanan ISO 2631 antara suspensi aktual dan suspensi redesain. Berdasarkan grafik tersebut diketahui bahwa pada frekuensi dibawah 1,95 hz tingkat

kenyamanan suspensi aktual lebih baik daripada suspensi redesain, sedangkan pada frekuensi diatas 1,95 hz tingkat kenyamanan suspensi redesain lebih baik daripada suspensi aktual.

Untuk model jalan sinusoidal untuk perkotaan dengan panjang gelombang konstan 6 m, kecepatan operasional mobil Toyota Fortuner sebesar 50 km/jam sama dengan frekuensi 2,31 hz, maka dapat disimpulkan bahwa tingkat kenyamanan penumpang dengan menggunakan suspensi redesain lebih baik daripada suspensi aktual.

#### 4.7.2 Perbandingan Respon Perpindahan Suspensi Aktual dan Redesain

Perlu dilakukan perbandingan antara respon perpindahan yang dialami penumpang kendaraan antara suspensi aktual dan suspensi redesain sebagai pertimbangan untuk memilih suspensi yang lebih baik.



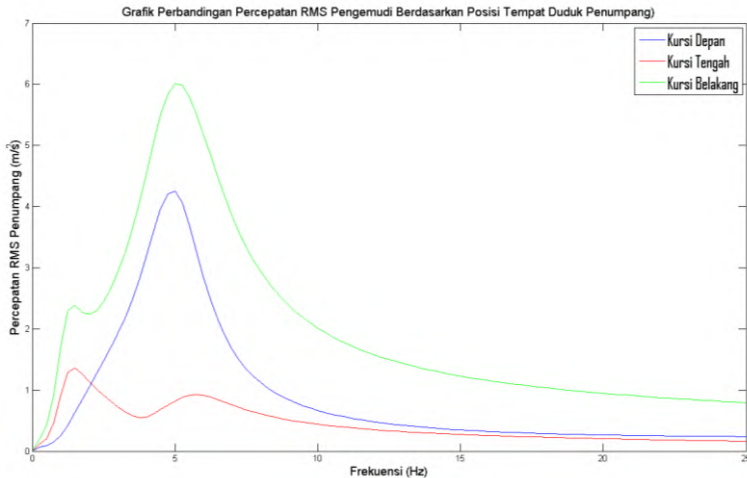
Gambar 4. 5 Grafik Perbandingan Respon Perpindahan Suspensi Aktual dan Redesain

Pada gambar 4.5 menunjukkan perbandingan respon perpindahan yang dialami oleh pengemudi antara suspensi aktual dan suspensi redesain dengan massa pengemudi ( $mp_1$ ) sebesar 70 kg. Berdasarkan gambar tersebut terlihat bahwa perpindahan maksimum suspensi redesain lebih rendah jika dibandingkan dengan perpindahan maksimum suspensi aktual.

Perpindahan maksimum yang dapat diterima oleh penumpang kendaraan dengan suspensi aktual yaitu 4,66 mm sedangkan perpindahan maksimum yang dapat diterima oleh penumpang kendaraan dengan suspensi redesain sebesar 3,23 mm. Maka dapat disimpulkan bahwa suspensi redesain lebih baik daripada suspensi aktual jika ditinjau dari besarnya perpindahan kearah vertikal dari pengemudi.

#### **4.7.3 Perbandingan Percepatan RMS Penumpang Berdasarkan Posisi Tempat Duduk**

Setelah didapatkan rasio redaman suspensi redesain dilakukan simulasi untuk mengetahui perbandingan respon percepatan yang dialami penumpang jika ditinjau dari posisi tempat duduk penumpang. Simulasi dilakukan pada pemodelan tiga massa penumpang dengan massa penumpang kursi depan ( $mp_1$ ) sebesar 70 kg, penumpang kursi tengah ( $mp_2$ ) sebesar 105 kg, serta massa penumpang kursi belakang ( $mp_3$ ) sebesar 70 kg.



Gambar 4. 6 Grafik Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Berdasarkan Posisi Tempat Duduk Penumpang

Berdasarkan grafik pada gambar 4.6, percepatan rms penumpang untuk penumpang yang duduk di kursi depan dan belakang cenderung meningkat sampai dikisaran frekuensi 5 hz, kemudian bergerak turun seiring dengan meningkatnya frekuensi, sedangkan untuk penumpang yang duduk di kursi tengah cenderung meningkat hanya sampai dikisaran frekuensi 1,5 hz, kemudian bergerak turun seiring dengan meningkatnya frekuensi.

Untuk penumpang di kursi depan memiliki percepatan rms maksimum sebesar yaitu  $4,25 \text{ m/s}^2$  pada frekuensi 5 hz, penumpang di kursi tengah sebesar  $1,35 \text{ m/s}^2$  pada frekuensi 1,5 hz, dan penumpang di kursi belakang sebesar  $6,02 \text{ m/s}^2$  pada frekuensi 5 hz. Sedangkan pada kondisi operasional mobil Toyota Fortuner yaitu pada frekuensi 2,31 hz percepatan rms penumpang kursi depan sebesar  $1,31 \text{ m/s}^2$ , penumpang di kursi tengah sebesar  $0,99 \text{ m/s}^2$  dan penumpang di kursi belakang sebesar  $2,33 \text{ m/s}^2$ .

Maka, berdasarkan percepatan maksimum serta percepatan pada kondisi operasional yang diterima penumpang dapat disimpulkan bahwa penumpang yang duduk dikursi tengah

memiliki tingkat kenyamanan yang paling baik sedangkan penumpang yang duduk dikursi belakang memiliki tingkat kenyamanan yang paling rendah atau tidak nyaman. Berdasarkan grafik diatas pula dapat diketahui bahwa jarak penumpang terhadap *center of gravity* kendaraan serta jarak terhadap ban yang mendapatkan eksitasi dari jalan sangat berpengaruh terhadap percepatan rms kearah vertikal yang dialami penumpang.

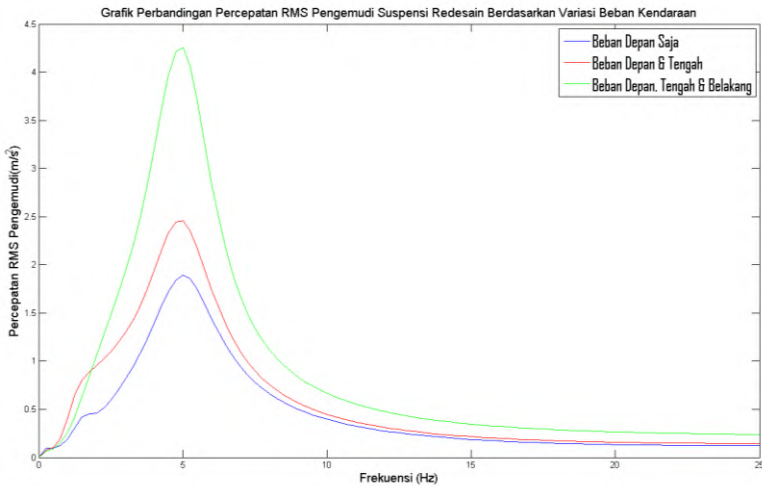
#### 4.7.4 Perbandingan Percepatan RMS Penumpang Kursi Depan Akibat Perbedaan Beban Kendaraan

Pada umumnya ketahanan pengemudi atau penumpang yang duduk dikursi depan lebih diutamakan untuk menghindari terjadinya kecelakaan akibat kelelahan saat mengendarai mobil. Perlu dilakukan simulasi untuk mengetahui pengaruh jumlah penumpang terhadap respon percepatan yang dialami oleh pengemudi. Simulasi dilakukan berdasarkan variasi beban yang ditunjukkan pada Tabel 4.1

Tabel 4. 3 Variasi Beban Simulasi Terhadap Percepatan RMS Pengemudi

No.	Variasi Beban	Beban Kursi Depan (mp1)	Beban Kursi Tengah (mp2)	Beban Kursi Belakang (mp3)
1.	Beban pada kursi depan	70 kg	-	-
2.	Beban pada kursi depan dan tengah	70 kg	70 kg	-
3.	Beban pada kursi depan, tengah dan belakang	70 kg	105 kg	70 kg





Gambar 4. 7 Grafik Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Berdasarkan Variasi Beban Kendaraan

Berdasarkan grafik pada gambar 4.7, untuk semua jenis variasi pembebanan percepatan rms pengemudi cenderung meningkat sampai pada kisaran frekuensi 5 hz, kemudian bergerak menurun seiring dengan meningkatnya frekuensi.

Untuk kendaraan dengan penumpang hanya di depan pengemudi mengalami percepatan rms maksimum sebesar  $1,89 \text{ m/s}^2$ , sedangkan untuk kendaraan dengan penumpang didepan dan ditengah pengemudi mengalami percepatan rms maksimum sebesar  $2,45 \text{ m/s}^2$ , serta untuk kendaraan dengan penumpang yang terisi penuh pengemudi mengalami percepatan rms maksimum sebesar  $4,25 \text{ m/s}^2$ . Apabila ditinjau pada kondisi operasional mobil Toyota Fortuner yaitu pada frekuensi 2,31 hz maka percepatan rms pengemudi untuk beban hanya pada kursi depan sebesar  $0,53 \text{ m/s}^2$ , sedangkan untuk kendaraan dengan penumpang didepan dan ditengah percepatan rms pengemudi sebesar  $1,04 \text{ m/s}^2$ , serta untuk kendaraan dengan penumpang yang terisi penuh percepatan rms pengemudi sebesar  $1,31 \text{ m/s}^2$ .

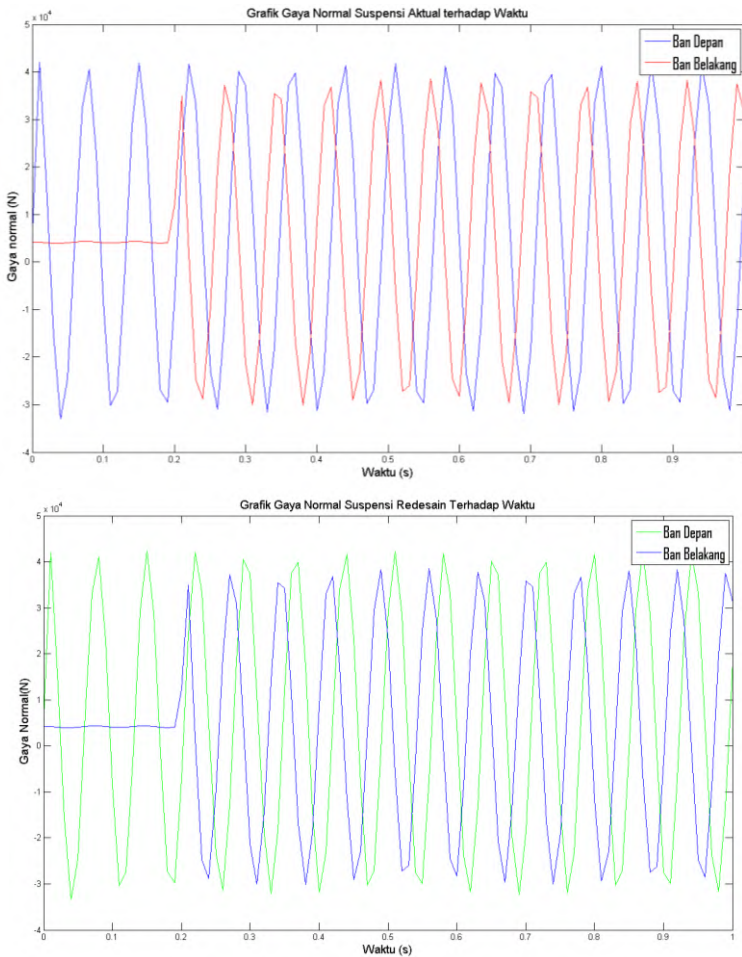
Berdasarkan percepatan maksimum serta percepatan pada kondisi operasional mobil Toyota Fortuner yang diterima pengemudi kendaraan dengan kondisi mobil terisi penuh penumpang maka kenyamanannya paling rendah. Namun pada frekuensi operasional mobil, kendaraan dengan beban paling sedikit memiliki percepatan rms yang paling rendah. Hal tersebut menunjukkan bahwa momen yang diakibatkan oleh penumpang berpengaruh terhadap tingkat kenyamanan pengemudi.

#### **4.8 Analisis Keamanan Sistem Suspensi**

Pada tugas akhir ini dilakukan pengujian serta simulasi untuk mengetahui persentase ban menapak jalan atau *road holding* yang merupakan salah satu kriteria dalam menentukan tingkat keamanan kendaraan. Berdasarkan hasil pengujian dengan amplitudo input sebesar 1 cm didapatkan bahwa pada ban depan dan belakang mengalami resonansi pada frekuensi 14 hz dimana diperoleh persentase *road holding* untuk ban depan sebesar 36,67 % dan ban belakang sebesar 38,33%

##### **4.8.1 Analisis Keamanan Berdasarkan Gaya Normal Ban**

Salah satu cara untuk mengetahui persentase ban menapak jalan atau *road holding* yaitu dengan menghitung besarnya gaya normal pada ban depan dan belakang kendaraan.



Gambar 4. 8 Grafik Gaya Normal Ban Depan dan Belakang Terhadap Waktu Pada Suspensi Aktual dan Redesain

Gambar 4.8 menunjukkan besarnya gaya normal yang bekerja pada ban depan dan belakang terhadap waktu akibat eksitasi jalan sinusoidal pada suspensi aktual dan redesain dengan input frekuensi 14 hz dan kecepatan 50 km/jam dengan amplitudo yang

sama dengan pengujian yaitu 0,5 cm. Simulasi dilakukan dengan waktu input selama 1s dengan kenaikan 0,01s. Berdasarkan batasan pada persamaan 2.22 dan 2.23 pada sub bab 2.8.1 maka untuk ban depan pada suspensi aktual diperoleh hasil bahwa terdapat 59 gaya normal yang bernilai positif dari total gaya normal sebanyak 101, sehingga diperoleh persentase ban menapak jalan sebesar 58,42%, sedangkan untuk ban belakang pada suspensi aktual diperoleh hasil bahwa terdapat 68 gaya normal yang bernilai positif dari total gaya normal sebanyak 101, sehingga diperoleh persentase ban menapak jalan sebesar 67,33%. Selanjutnya dilakukan simulasi pada suspensi redesain, maka untuk ban depan pada suspensi redesain diperoleh hasil bahwa terdapat 59 gaya normal yang bernilai positif dari total gaya normal sebanyak 101, sehingga diperoleh persentase ban menapak jalan sebesar 58,42%, sedangkan untuk ban belakang pada suspensi redesain diperoleh hasil bahwa terdapat 68 gaya normal yang bernilai positif dari total gaya normal sebanyak 101, sehingga diperoleh persentase ban menapak jalan sebesar 67,33%

#### 4.8.2 Perbandingan Persentase *Road Holding* Antara Pengujian dan Simulasi

Setelah dilakukan pengujian dan simulasi maka diperoleh nilai persentase *road holding* untuk masing-masing metode. Adapun perbedaan persentase *road holding* dari hasil pengujian dan simulasi ditampilkan pada tabel dibawah ini.

Tabel 4. 4 Perbandingan Persentase *Road Grip* Hasil Pengujian dan Simulasi

Suspensi	Pengujian		Gaya Normal	
	Depan	Belakang	Depan	Belakang
Aktual	36,67%	38,33%	58,42%	67,33%
Redesain	-	-	58,42%	67,33%

Berdasarkan tabel 4.3 diketahui bahwa hasil pengujian dan simulasi memiliki keseuaian yaitu ban belakang memiliki persentase ban menapak jalan atau *road grip* lebih besar dari pada

ban depan, tetapi untuk pengujian perbedaannya hanya berkisar 2% sedangkan pada hasil simulasi perbedaannya berkisar 8%. Terdapat perbedaan yang cukup signifikan antara persentase hasil pengujian dan simulasi yaitu sekitar 22-30% lebih kecil hasil pengujian. Adapun hal yang mempengaruhi perbedaan nilai tersebut salah satunya adalah perhitungan berat penumpang saat simulasi. Berdasarkan hasil pengujian menunjukkan bahwa keamanan mobil Toyota Fortuner termasuk dalam kriteria kurang baik, namun hasil simulasi menunjukkan bahwa keamanan mobil Toyota Fortuner masuk dalam kriteria cukup baik.

## LAMPIRAN

Lampiran 1 : Matriks *state space* 1 Massa Penumpang

Variabel-variabel *state* untuk pemodelan kendaraan dengan massa penumpang pada kursi depan sebagai berikut:

$$X(t) = \begin{bmatrix} x_{usf} \\ \dot{x}_{usf} \\ x_{usr} \\ \dot{x}_{usr} \\ x_s \\ \dot{x}_s \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ x_{p1} \\ \dot{x}_{p1} \end{bmatrix} \quad Y(t) = \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_{usf} \\ \ddot{x}_{usr} \\ \ddot{x}_{p1} \\ \ddot{\theta} \\ x_s \\ x_{usf} \\ x_{usr} \\ x_{p1} \\ \theta \end{bmatrix} \quad U(t) = \begin{bmatrix} \dot{y}_f \\ y_f \\ \dot{y}_r \\ y_r \end{bmatrix}$$

Matriks persamaan *state variable* :

Dimana :

A = Matriks *state*

B = Matriks input

C = Matriks output

D = Matriks transmisi langsung

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a201 & a202 & 0 & 0 & a205 & a206 & a207 & a208 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a403 & a404 & a405 & a406 & a407 & a408 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a601 & a602 & a603 & a604 & a605 & a606 & a607 & a608 & a609 & a610 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ a801 & a802 & a803 & a804 & a805 & a806 & a807 & a808 & a809 & a810 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a1005 & a1006 & a1007 & a1008 & a1009 & a1010 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
 B &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_{201} & b_{202} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{403} & b_{404} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\
 C &= \begin{bmatrix} a_{601} & a_{602} & a_{603} & a_{604} & a_{605} & a_{606} & a_{607} & a_{608} & a_{609} & 610 \\ a_{201} & a_{202} & 0 & 0 & a_{205} & a_{206} & a_{207} & a_{208} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{403} & a_{404} & a_{405} & a_{406} & a_{407} & a_{408} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{1005} & a_{1006} & a_{1007} & a_{1008} & a_{1009} & a_{1010} \\ a_{801} & a_{802} & a_{803} & a_{804} & a_{805} & a_{806} & a_{807} & a_{808} & a_{809} & a_{810} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\
 D &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_{201} & b_{202} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{403} & b_{404} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

Nilai konstanta pada matriks A dan C adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 a_{201} &= \frac{-(Ktf+Ksf)}{musf} & ; a_{202} &= \frac{-(Ctf+Csf)}{musf} \\
 a_{205} &= \frac{Ksf}{musf} & ; a_{206} &= \frac{Csf}{musf} \\
 a_{207} &= \frac{Ksf.Lf}{musf} & ; a_{208} &= \frac{Csf.Lf}{musf} \\
 a_{403} &= \frac{-(Ktr+Ksr)}{musr} & ; a_{404} &= \frac{-(Ctr+Csr)}{musr} \\
 a_{405} &= \frac{Ksr}{musr} & ; a_{406} &= \frac{Csr}{musr} \\
 a_{407} &= \frac{-Ksr.Lr}{musr} & ; a_{408} &= \frac{-Csr.Lr}{musr} \\
 a_{601} &= \frac{Ksf}{ms} & ; a_{602} &= \frac{Csf}{ms} \\
 a_{603} &= \frac{Ksr}{ms} & ; a_{604} &= \frac{Csr}{ms} \\
 a_{605} &= \frac{ms}{-(Ksr+Ksf+Kk1)} & ; a_{606} &= \frac{ms}{-(Csr+Csf+Ck1)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
a_{607} &= \frac{-(Ksf.Lf - Ksr.Lr - Kk1.Lp1)}{ms} ; \\
a_{608} &= \frac{-(Csf.Lf - Csr.Lr - Ck1.Lp1)}{ms} ; \\
a_{609} &= \frac{Kk1}{ms} ; a_{610} = \frac{Ck1}{ms} \\
a_{801} &= \frac{Ksf.Lf}{Is} ; a_{802} = \frac{Csf.Lf}{Is} \\
a_{803} &= \frac{-Ksr.Lr}{Is} ; a_{804} = \frac{-Csr.Lr}{Is} \\
a_{805} &= \frac{-(Ksf.Lf - Ksr.Lr - Kk1.Lp1)}{Is} ; \\
a_{806} &= \frac{-(Csf.Lf - Csr.Lr - Ck1.Lp1)}{Is} ; \\
a_{807} &= \frac{-(Ksf.Lf^2 + Ksr.Lr^2 + Kk1.Lp1^2)}{Is} ; \\
a_{808} &= \frac{-(Csf.Lf^2 + Csr.Lr^2 + Ck1.Lp1^2)}{Is} ; \\
a_{809} &= \frac{-Kk1.Lp1}{Is} ; a_{810} = \frac{-Ck1.Lp1}{Is} \\
a_{1005} &= \frac{Kk1}{mp1} ; a_{1006} = \frac{Ck1}{mp1} \\
a_{1007} &= \frac{-Kk1.Lp1}{mp1} ; a_{1008} = \frac{-Ck1.Lp1}{mp1} \\
a_{1009} &= \frac{-Kk1}{mp1} ; a_{1010} = \frac{-Ck1}{mp1}
\end{aligned}$$

Nilai konstanta pada matriks B dan D adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
b_{201} &= \frac{Ctf}{musf} ; b_{202} = \frac{ktf}{musf} \\
b_{403} &= \frac{Ctr}{musr} ; b_{404} = \frac{ktr}{musr}
\end{aligned}$$

## Lampiran 2 : Matriks *state space* 1 Massa Penumpang

Variabel-variabel *state* untuk pemodelan kendaraan dengan massa penumpang pada kursi depan dan tengah sebagai berikut:



$$X(t) = \begin{bmatrix} x_{usf} \\ \dot{x}_{usf} \\ x_{usr} \\ \dot{x}_{usr} \\ x_s \\ \dot{x}_s \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ x_{p1} \\ \dot{x}_{p1} \\ x_{p2} \\ \dot{x}_{p2} \end{bmatrix} \quad Y(t) = \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_{usf} \\ \ddot{x}_{usr} \\ \ddot{x}_{p1} \\ \ddot{x}_{p2} \\ \ddot{\theta} \\ x_s \\ x_{usf} \\ x_{usr} \\ x_{p1} \\ x_{p2} \\ \theta \end{bmatrix} \quad U(t) = \begin{bmatrix} \dot{y}_f \\ y_f \\ \dot{y}_r \\ y_r \end{bmatrix}$$

Matriks persamaan *state variable* :

Dimana :

A = Matriks *state*

B = Matriks input

C = Matriks output

D = Matriks transmisi langsung

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a201 & a22 & 0 & 0 & a25 & a26 & a27 & a28 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a403 & a404 & a405 & a406 & a407 & a408 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a601 & a602 & a603 & a604 & a605 & a606 & a607 & a608 & a609 & a610 & a611 & a612 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a801 & a802 & a803 & a804 & a805 & a806 & a807 & a808 & a809 & a810 & a811 & a812 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a1005 & a1006 & a107 & a1008 & a1009 & a1010 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a1205 & a1206 & a1207 & a1207 & 0 & 0 & a1211 & a1212 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ b201 & b202 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b403 & b404 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} a601 & a602 & a603 & a604 & a605 & a606 & a607 & a608 & a609 & 610 & 611 & 612 \\ a201 & a202 & 0 & 0 & a205 & a206 & a207 & a208 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a403 & a404 & a405 & a406 & a407 & a408 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a1005 & a1006 & a1007 & a1008 & a1009 & a1010 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a1205 & a1206 & a1207 & a1208 & 0 & 0 & a1211 & a1212 \\ a801 & a802 & a803 & a804 & a805 & a806 & a807 & a808 & a809 & a810 & a811 & a812 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ b201 & b202 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b403 & b404 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Nilai konstanta pada matriks A dan C adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} a201 &= \frac{-(Ktf+Ksf)}{musf} & ; a202 &= \frac{-(Ctf+Csf)}{musf} \\ a205 &= \frac{Ksf}{musf} & ; a206 &= \frac{Csf}{musf} \\ a207 &= \frac{Ksf.Lf}{musf} & ; a208 &= \frac{Csf.Lf}{musf} \\ a403 &= \frac{-(Ktr+Ksr)}{musr} & ; a404 &= \frac{-(Ctr+Csr)}{musr} \\ a405 &= \frac{Ksr}{musr} & ; a406 &= \frac{Csr}{musr} \\ a407 &= \frac{musr}{-Ksr.Lr} & ; a408 &= \frac{musr}{-Csr.Lr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
a601 &= \frac{Ksf}{ms} & ; a602 &= \frac{Csf}{ms} \\
a603 &= \frac{Ksr}{ms} & ; a604 &= \frac{Csr}{ms} \\
a605 &= \frac{-(Ksr+Ksf+Kk1+Kk2)}{ms} & ; a606 &= \frac{-(Csr+Csf+Ck1+Ck2)}{ms} \\
a607 &= \frac{-(Ksf.Lf-Ksr.Lr-Kk1.Lp1-Kk2.Lp2)}{ms} & ; & \\
a608 &= \frac{-(Csf.Lf-Csr.Lr-Ck1.Lp1-Ck2.Lp2)}{ms} & ; & \\
a609 &= \frac{Kk1}{ms} & ; a610 &= \frac{Ck1}{ms} \\
a611 &= \frac{Kk2}{ms} & ; a612 &= \frac{Ck2}{ms} \\
a801 &= \frac{Ksf.Lf}{Is} & ; a802 &= \frac{Csf.Lf}{Is} \\
a803 &= \frac{-Ksr.Lr}{Is} & ; a804 &= \frac{-Csr.Lr}{Is} \\
a805 &= \frac{-(Ksf.Lf-Ksr.Lr-Kk1.Lp1-Kk2.Lp2)}{Is} & ; & \\
a806 &= \frac{-(Csf.Lf-Csr.Lr-Ck1.Lp1-Ck2.Lp2)}{Is} & ; & \\
a807 &= \frac{-(Ksf.Lf^2+Ksr.Lr^2+Kk1.Lp1^2+Kk2.Lp2^2)}{Is} & ; & \\
a808 &= \frac{-(Csf.Lf^2+Csr.Lr^2+Ck1.Lp1^2+Ck2.Lp2^2)}{Is} & ; & \\
a809 &= \frac{-Kk1.Lp1}{Is} & ; a810 &= \frac{-Ck1.Lp1}{Is} \\
a811 &= \frac{-Kk2.Lp2}{Is} & ; a812 &= \frac{-Ck2.Lp2}{Is} \\
a1005 &= \frac{Kk1}{mp1} & ; a1006 &= \frac{Ck1}{mp1} \\
a1007 &= \frac{-Kk1.Lp1}{mp1} & ; a1008 &= \frac{-Ck1.Lp1}{mp1} \\
a1009 &= \frac{-Kk1}{mp1} & ; a1010 &= \frac{-Ck1}{mp1} \\
a1205 &= \frac{Kk2}{mp2} & ; a1206 &= \frac{Ck2}{mp2} \\
a1207 &= \frac{-Kk2.Lp2}{mp2} & ; a1208 &= \frac{-Ck2.Lp2}{mp2} \\
a1211 &= \frac{-Kk2}{mp2} & ; a1212 &= \frac{-Ck2}{mp2}
\end{aligned}$$

Nilai konstanta pada matriks B dan D adalah sebagai berikut:

$$b201 = \frac{Ctf}{musf} \quad ; \quad b202 = \frac{ktf}{musf}$$

$$b_{403} = \frac{ctr}{musr} \quad ; \quad b_{404} = \frac{ktr}{musr}$$

### Lampiran 3 : Matriks *state space* 3 Massa Penumpang

Variabel-variabel *state*

untuk pemodelan kendaraan dengan massa penumpang pada kursi depan, tengah dan belakang sebagai berikut:

$$X(t) = \begin{bmatrix} x_{usf} \\ \dot{x}_{usf} \\ x_{usr} \\ \dot{x}_{usr} \\ x_s \\ \dot{x}_s \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ x_{p1} \\ \dot{x}_{p1} \\ x_{p2} \\ \dot{x}_{p2} \\ x_{p3} \\ \dot{x}_{p3} \end{bmatrix} \quad Y(t) = \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_{usf} \\ \ddot{x}_{usr} \\ \ddot{x}_{p1} \\ \ddot{x}_{p2} \\ \ddot{x}_{p3} \\ \ddot{\theta} \\ x_s \\ x_{usf} \\ x_{usr} \\ x_{p1} \\ x_{p2} \\ x_{p3} \\ \theta \end{bmatrix} \quad U(t) = \begin{bmatrix} \dot{y}_f \\ y_f \\ \dot{y}_r \\ y_r \end{bmatrix}$$

Matriks persamaan *state variable* :

Dimana :

A = Matriks *state*

B = Matriks input

C = Matriks output

D = Matriks transmisi langsung



$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ b201 & b202 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b403 & b404 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Nilai konstanta pada matriks A dan C adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} a201 &= \frac{-(Ktf+Ksf)}{musf} & ; a202 &= \frac{-(Ctf+Csf)}{musf} \\ a205 &= \frac{Ksf}{musf} & ; a206 &= \frac{Csf}{musf} \\ a207 &= \frac{Ksf.Lf}{musf} & ; a208 &= \frac{Csf.Lf}{musf} \\ a403 &= \frac{-(Ktr+Ksr)}{musr} & ; a404 &= \frac{-(Ctr+Csr)}{musr} \\ a405 &= \frac{Ksr}{musr} & ; a406 &= \frac{Csr}{musr} \\ a407 &= \frac{-Ksr.Lr}{musr} & ; a408 &= \frac{-Csr.Lr}{musr} \\ a601 &= \frac{Ksf}{ms} & ; a602 &= \frac{Csf}{ms} \\ a603 &= \frac{Ksr}{ms} & ; a604 &= \frac{Csr}{ms} \\ a605 &= \frac{-(Ksr+Ksf+Kk1+Kk2+Kk3)}{ms} & ; \\ a606 &= \frac{-(Csr+Csf+Ck1+Ck2+Ck3)}{ms} & ; \\ a607 &= \frac{-(Ksf.Lf-Ksr.Lr+Kk1.Lp1-Kk2.Lp2-Kk3.Lp3)}{ms} & ; \\ a608 &= \frac{-(Csf.Lf-Csr.Lr+Ck1.Lp1-Ck2.Lp2-Ck3.Lp3)}{ms} & ; \\ a609 &= \frac{Kk1}{ms} & ; a610 &= \frac{Ck1}{ms} \\ a611 &= \frac{Kk2}{ms} & ; a612 &= \frac{Ck2}{ms} \\ a613 &= \frac{Kk3}{ms} & ; a614 &= \frac{Ck3}{ms} \\ a801 &= \frac{Ksf.Lf}{Is} & ; a802 &= \frac{Csf.Lf}{Is} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
a803 &= \frac{-Ksr.Lr}{Is} & ; a804 &= \frac{-Csr.Lr}{Is} \\
a805 &= \frac{-(Ksf.Lf - Ksr.Lr + Kk1.Lp1 - Kk2.Lp2 - Kk3.Lp3)}{Is} & ; \\
a806 &= \frac{-(Csf.Lf - Csr.Lr + Ck1.Lp1 - Ck2.Lp2 - Ck3.Lp3)}{Is} & ; \\
a807 &= \frac{-(Ksf.Lf^2 + Ksr.Lr^2 + Kk1.Lp1^2 + Kk2.Lp2^2 + Kk3.Lp3^2)}{Is} & ; \\
a808 &= \frac{-(Csf.Lf^2 + Csr.Lr^2 + Ck1.Lp1^2 + Ck2.Lp2^2 + Ck3.Lp3^2)}{Is} & ; \\
a809 &= \frac{Kk1.Lp1}{Is} & ; a810 &= \frac{Ck1.Lp1}{Is} \\
a811 &= \frac{-Kk2.Lp2}{Is} & ; a812 &= \frac{-Ck2.Lp2}{Is} \\
a813 &= \frac{-Kk3.Lp3}{Is} & ; a814 &= \frac{-Ck3.Lp3}{Is} \\
a1005 &= \frac{Kk1}{mp1} & ; a1006 &= \frac{Ck1}{mp1} \\
a1007 &= \frac{Kk1.Lp1}{mp1} & ; a1008 &= \frac{Ck1.Lp1}{mp1} \\
a1009 &= \frac{-Kk1}{mp1} & ; a1010 &= \frac{-Ck1}{mp1} \\
a1205 &= \frac{Kk2}{mp2} & ; a1206 &= \frac{Ck2}{mp2} \\
a1207 &= \frac{-Kk2.Lp2}{mp2} & ; a1208 &= \frac{-Ck2.Lp2}{mp2} \\
a1211 &= \frac{-Kk2}{mp2} & ; a1212 &= \frac{-Ck2}{mp2} \\
a1405 &= \frac{Kk3}{mp3} & ; a1406 &= \frac{Ck3}{mp3} \\
a1407 &= \frac{-Kk3.Lp3}{mp3} & ; a1408 &= \frac{-Ck3.Lp3}{mp3} \\
a1409 &= \frac{-Kk3}{mp3} & ; a1410 &= \frac{-Ck3}{mp3}
\end{aligned}$$

Nilai konstanta pada matriks B dan D adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
b201 &= \frac{ctf}{musf} & ; b202 &= \frac{ktf}{musf} \\
b403 &= \frac{ctr}{musr} & ; b404 &= \frac{ktr}{musr}
\end{aligned}$$

Lampiran 4 : Data hasil pengujian persentase *road holding* untuk suspensi depan

**BEISSBARTH**  
BEISSBARTH  
Automotive Group

**STL7000**

Fabr.No:--|Cert.No:--|Version:PC6.5

Automotive Dept. VEDC Malang  
Jl. Teluk Mandar, Arjosari  
Malang

Operator: .....

Auto:  
Reg No/ First reg:  
Mileage:  
Date, Time: 01/01/1992 - 1:40

RESULTS	FRONT AXLE		REAR AXLE	
	LEFT	RIGHT	LEFT	RIGHT
SUSPENSION				
Road grip	38 %	34 %		
Resonance frequency	14 Hz	14 Hz		
Difference road grip	4 %			
Weight	1075 kg			
HAND BRAKE	LEFT	RIGHT	TOTAL	
Rolling resistance	-1 N	-1 N	-	
SUSPENSION RESULTS	60 - 99 % good 40 - 59 % sufficient		20 - 39 % insufficient 0 - 19 % bad	

**BEISSBARTH**  
BEISSBARTH  
Automotive Group

**STL7000**

Fabr.No:--|Cert.No:--|Version:PC6.5

Automotive Dept. VEDC Malang  
Jl. Teluk Mandar, Arjosari  
Malang

Operator: .....

Auto:  
Reg No/ First reg:  
Mileage:  
Date, Time: 01/01/1992 - 1:41

RESULTS	FRONT AXLE		REAR AXLE	
	LEFT	RIGHT	LEFT	RIGHT
SUSPENSION				
Road grip	38 %	34 %		
Resonance frequency	14 Hz	14 Hz		
Difference road grip	4 %			
Weight	1075 kg			
HAND BRAKE	LEFT	RIGHT	TOTAL	
Rolling resistance	-1 N	-1 N	-	
SUSPENSION RESULTS	60 - 99 % good 40 - 59 % sufficient		20 - 39 % insufficient 0 - 19 % bad	

**BEISSBARTH**  
BEISSBARTH  
Automotive Group

**STL7000**

Fabr.No:--|Cert.No:--|Version:PC6.5

Automotive Dept. VEDC Malang  
Jl. Teluk Mandar, Arjosari  
Malang

Operator: .....

Auto:  
Reg No/ First reg:  
Mileage:  
Date, Time: 01/01/1992 - 1:37

RESULTS	FRONT AXLE		REAR AXLE	
	LEFT	RIGHT	LEFT	RIGHT
SUSPENSION				
Road grip	37 %	30 %		
Resonance frequency	14 Hz	14 Hz		
Difference road grip	2 %			
Weight	1045 kg			
HAND BRAKE	LEFT	RIGHT	TOTAL	
Rolling resistance	-1 N	-1 N	-	
SUSPENSION RESULTS	60 - 99 % good 40 - 59 % sufficient		20 - 39 % insufficient 0 - 19 % bad	



Lampiran 5 : Data hasil pengujian persentase *road holding* untuk suspensi belakang

BEISSBARTH Automotive Group		STL7000	
Automotive Dept. VEDC Malang Jl. Teluk Mandar, Arjosari Malang		Fabr.No:-- Cert.No:-- Version:PC6.5  Auto: Reg.No/ First reg: Mileage: Date, Time: 01/01/1992 - 2:22	
Operator: .....			
RESULTS	FRONT AXLE		REAR AXLE
SUSPENSION	LEFT	RIGHT	LEFT RIGHT
Road grip			35 % 35 %
Resonance frequency			14 Hz 14 Hz
Difference road grip			0 %
Weight			875 kg
HAND BRAKE	LEFT	RIGHT	TOTAL
Rolling resistance	-1 N	-1 N	-
SUSPENSION RESULTS	60 - 99 % good 40 - 59 % sufficient		20 - 39 % insufficient 0 - 19 % bad

BEISSBARTH Automotive Group		STL7000	
Automotive Dept. VEDC Malang Jl. Teluk Mandar, Arjosari Malang		Fabr.No:-- Cert.No:-- Version:PC6.5  Auto: Reg.No/ First reg: Mileage: Date, Time: 01/01/1992 - 2:23	
Operator: .....			
RESULTS	FRONT AXLE		REAR AXLE
SUSPENSION	LEFT	RIGHT	LEFT RIGHT
Road grip			38 % 35 %
Resonance frequency			14 Hz 14 Hz
Difference road grip			0 %
Weight			875 kg
HAND BRAKE	LEFT	RIGHT	TOTAL
Rolling resistance	-1 N	-1 N	-
SUSPENSION RESULTS	60 - 99 % good 40 - 59 % sufficient		20 - 39 % insufficient 0 - 19 % bad

BEISSBARTH Automotive Group		STL7000	
Automotive Dept. VEDC Malang Jl. Teluk Mandar, Arjosari Malang		Fabr.No:-- Cert.No:-- Version:PC6.5  Auto: Reg.No/ First reg: Mileage: Date, Time: 01/01/1992 - 2:19	
Operator: .....			
RESULTS	FRONT AXLE		REAR AXLE
SUSPENSION	LEFT	RIGHT	LEFT RIGHT
Road grip			35 % 35 %
Resonance frequency			14 Hz 14 Hz
Difference road grip			0 %
Weight			875 kg
HAND BRAKE	LEFT	RIGHT	TOTAL
Rolling resistance	-1 N	-1 N	-
SUSPENSION RESULTS	60 - 99 % good 40 - 59 % sufficient		20 - 39 % insufficient 0 - 19 % bad

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan analisis terhadap hasil pengujian dan simulasi terhadap respon gerak mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4x4) dengan model *half car* memanjang dapat disimpulkan bahwa:

1. Desain mobil Toyota Fortuner lebih diutamakan kenyamanan saat digunakan pada jalan di perkotaan daripada jalan di pedesaan.
2. Berdasarkan ISO 2631, dengan input profil jalan perkotaan sinusoidal yang dimodelkan dengan amplitudo 2 cm dan panjang gelombang 6 m suspensi redesain menghasilkan kenyamanan yang lebih baik daripada suspensi aktual.
3. Posisi tempat duduk penumpang sangat berpengaruh terhadap kenyamanan penumpang, dimana penumpang kursi tengah memiliki kenyamanan yang paling baik dan penumpang kursi belakang memiliki tingkat kenyamanan yang paling rendah.
4. Berdasarkan hasil pengujian dan simulasi terhadap keamanan kendaraan menunjukkan bahwa persentase ban belakang menapak jalan lebih besar daripada ban depan, namun jika dibandingkan hasil pengujian dan simulasi terhadap standar keamanan yang dimiliki oleh *BEISSBARTH Automotive Group* menunjukkan bahwa hasil pengujian suspensi mobil Toyota Fortuner termasuk dalam kategori kurang baik sedangkan hasil simulasi menunjukkan bahwa suspensi mobil Toyota Fortuner termasuk dalam kategori cukup baik.
5. Redesain pegas suspensi mobil Toyota Fortuner menghasilkan nilai kekakuan pegas depan ( $k_{sf}$ ) = 44631,61 N/m dan nilai kekakuan pegas belakang ( $k_{sr}$ ) = 53500 N/m.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] *Adista, Prayogi*, Pemodelan dan Analisis Respon Dinamis dari Kendaraan Truk Akibat Pengaruh Profil Jalan dan Getaran *Engine*, Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2016.
- [2] *Amalia, Nava*, Analisa Kenyamanan Kendaraan Angkut Massal dengan Pemodelan Pengemudi sebagai Sistem Multi-DOF, Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2014.
- [3] *Dixon, John C.*, Suspension Geometry and Computation, John Wiley and Sons, Ltd, Publication, United Kingdom, 2009
- [4] *Deutschman, Aaron D. & Michels, Aaron J.*, Machine Design Theory and Practice, Macmillan Publishing Co., Inc., NewYork, 1975.
- [5] *G.Rill, George*, Vehicle Dynamics, University of Applied Sciences, October, 2006.
- [6] *Khurmi, R.S. & J.K Gupta*, A Textbook of Machine Design, Eurasia Publishing House (PVT.) LTD., New Delhi, 2005.
- [7] *Knowles Don*, Automotive Suspension & Steering Systems, Cengage Delmar Learning, United State of America, 2007
- [8] *S.Rao, Singiresu*, Mechanical Vibration, Prentice Hall PTR, Singapore, 2004.
- [9] *Suprayogi, Bayu Estu*, Perancangan Ulang dan Analisa Sistem Suspensi Mobil Multiguna Pedesaan dengan Standar Kenyamanan ISO 2631, Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2015.
- [10] *Sutantra, I.N. dan Sampurno, Bambang*, Teknologi Otomotif Edisi Kedua, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2010.

## BIOGRAFI PENULIS



**Puja Priyambada** adalah anak ketiga dari tiga bersaudara, lahir di Pamekasan 4 April 1994. Putra dari pasangan Bapak Agus Suyono Ishak dan Ibu Isye Windarti. Penulis besar lahir dan besar di Kabupaten Pamekasan. Riwayat pendidikan penulis diawali di SD Negeri Barumbat Kota 1 Pamekasan pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMP Negeri 2 Pamekasan pada tahun 2006-2009 kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA Negeri 1 Pamekasan pada tahun 2009-2012. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis aktif dalam organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi staf Departemen Pengembangan Profesi dan Ilmiah Mahasiswa (PPIM) di Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) pada tahun 2013-2014 dan menjadi Kepala Biro Pewacanaan dan Pendelegasian Ilmiah Departemen Pengembangan dan Profesi Ilmiah Mahasiswa (PPIM) di Himpunan Mahasiswa Mahasiswa Mesin (HMM) pada tahun 2014-2015. Selain itu, penulis juga aktif berkompetisi dalam bidang karya tulis ilmiah serta keprofesian dibidang *aeromodelling*.

Jika terdapat informasi, pertanyaan, kritik maupun saran yang ingin disampaikan kepada Penulis, dapat menghubungi penulis melalui email [pujapriyambada.m55@gmail.com](mailto:pujapriyambada.m55@gmail.com).